ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

12

2016

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 «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2А, стр. 2
Телефон: 8-(499)-269-52-98
Факс: 8-(499)-269-48-97

Адрес редакции:

107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2А, стр. 2
Телефон: 8-(495)-661-38-80.
E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций
Учредитель: А.И. Савкин

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

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз».
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: **www.aov.ru**

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Албагачиев А. Ю., д-р техн. наук, **Алешин Н.П.,** д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.,** д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.,** д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.,** д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.,** д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.,** д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **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, **Трегубов Г.П.,** д-р техн. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Кондаков С. В., Павловская О. О. — Исследование разгона энергоэффективной быстроходной гусеничной машины с интеллектуальной электрической трансмиссией . . . 3

Кузнецов А. П. — Эволюция методов оценки точности металлорежущих станков и тенденции ее изменения. Часть 1. Эволюция понятия точность и ее физическая модель . . . 8

Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Шохин А. Е. — Концепция построения испытательного стенда для магнитореологических демпферов ударных нагрузок . . . 17

Нижегородов А. И. — Новая концепция энерготехнологических агрегатов для обжига минерального сырья с вибрационной подачей материала . . . 21

Благонравов А. А., Юркевич А. А., Юркевич А. В. — Автоматическое регулирование механической бесступенчатой передачи с внутренней силовой функцией . . . 26

Зверев И. А., Маслов А. Р. — Тепловая модель шпиндельных узлов на опорах качения . . . 30

Труханов В. М., Крыхтин Ю. И., Романовский А. С. — Изготовление заготовок конуса синхронизатора с молибденовым газотермическим покрытием для трансмиссий транспортных машин . . . 36

Кобзев А. А., Егоров И. Н., Потанин Ю. С. — Мехатронная система коммутации и автоюстировки оптического излучения на базе механизма с параллельной кинематикой . . . 39

Антипов В. В., Серебренникова Н. Ю., Сенаторова О. Г., Морозова Л. В., Лукина Н. Ф., Нефедова Ю. Н. — Гибридные слоистые материалы с небольшой скоростью развития усталостной трещины . . . 45

Мартынов В. К. — К учету центробежных сил в ременных передачах . . . 50

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Цуканов И. Ю., Албагачиев А. Ю., Данилов В. Д. — Влияние геометрии неровностей при упругом контакте поверхностей с регулярным микрорельефом . . . 51

Иванов В. А., Захарычев С. П. — Самосмазывающиеся подшипники на основе компаундных эпоксидофторопластов . . . 56

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Вагин А. В., Албагачиев А. Ю., Сидоров М. И., Ставровский М. Е. — Факторы, определяющие живучесть артиллерийской системы, и технологические методы её повышения . . . 60

Вайнер Л. Г., Степанов Ю. С. — Метод и модель формирования модифицированных производящих поверхностей торцешлифовальных кругов в процессе правки . . . 67

Крыхтин Ю. И., Карлов В. И. — Физические основы разработки заготовок дисков трения с молибденовым покрытием для повышения надежности работы в масле в узлах трансмиссий транспортных машин . . . 70

Расулов Ф. Р., Бабаев А. И. — Повышение коррозионной стойкости чугунных отливок поверхностным легированием . . . 75

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Рубин А. М. — Расчетная модель контактной задачи для систем крепежных соединений и соединяемых деталей . . . 78

Щёкин А. В., Сульдин С. П., Митин Э. В. — Управляющие программы для токарных станков с ЧПУ на основе системы КОМПАС-3D . . . 80

Указатель статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за 2016 . . . 83

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Kondakov S. V., Pavlovskaya O. O. — Research of acceleration of a highspeed track-laying machine with intellectual electronic transmission

Kuznetsov A. P. — Evolution of assessment methods of metal-cutting machines accuracy and tendencies for its change. Part 1. Evolution of accuracy definition and its physical model

Gordeev B. A., Okhulkov S. N., Shokhin A. E. — Concept of construction of test bench for magnetorheologic dampers of impact loads

Nizhegorodov A. I. — New concept of energotechnological aggregates for burning of mineral raw with vibration-actuated material feed

Blagonravov A. A., Yurkevich A. A., Yurkevich A. V. — Automated regulation of mechanic stepless gear with internal force function

Zverev I. A., Maslov A. R. — Thermal model of spindle units on roller bearings

Trukhanov V. M., Krykhtin Yu. I., Romanovskiy A. S. — Manufacturing of cone billets with molybdenum gas-thermal coating for synchronizers of transport vehicle transmissions

Kobzev A. A., Egorov I. N., Potanin Yu. S. — Mechatronic system of commutation and self-alignment of optical radiation on the base of mechanism with parallel kinematics

Antipov V. V., Serebrennikova N. Yu., Senatorova O. G., Morozova L. V., Lukina N. F., Nefedova Yu. N. — Hybrid laminated material with low crack growth rate of fatigue crack

Martynov V. K. — To the account of action of centrifugal forces in belt gears

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

Tsukanov I. Yu., Albagachiev A. Yu., Danilov V. D. — Influence of asperities geometry at elastic contact of surfaces with regular microrelief

Ivanov V. A., Zakharychev S. P. — Self-lubricating bearings on the base of compound epoxy polytetrafluoroethylenes

MANUFACTURING ENGINEERING

Vagin A. V., Albagachiev A. Yu., Sidorov M. I., Stavrovskiy M. E. — Factors, determining damage tolerance of artillery system, and technological methods of their improvement

Vayner L. G., Stepanov Yu. S. — Method and model of formation of modified generating surfaces of end milling wheels at dressing process

Krykhtin Yu. I., Karlov V. I. — Physical fundamentals of development of billets of friction disks with molybdenum coating for increase of operation reliability in oil in transmission units of transport vehicles

Rasulov F. R., Babaev A. I. — Enhancing of corrosion resistance of iron castings by superficial alloying

TECHNICAL INFORMATION

Rubin A. M. — Analysis model of contact problem for systems of fastened joints

Shchekin A. V., Sul'din S. P., Mitin E. V. — Control programs for CNC turning machines on the base of K0MPAS-3D system

Index of papers having been published in the "Vestnik mashinostroeniya" for 2016

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 25.10.2016. Подписано в печать 19.11.2016.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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 "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2016

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК [681.51.013 + 629.114.2].001.5

С. В. КОНДАКОВ, д-р техн. наук, О. О. ПАВЛОВСКАЯ, канд. техн. наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: tanksv@mail.ru

Исследование разгона энергоэффективной быстроходной гусеничной машины с интеллектуальной электрической трансмиссией

Оценена эффективность внедрения новых алгоритмов совместного управления ДВС и вентильными двигателями интеллектуальной трансмиссии при разгоне быстроходной гусеничной машины, обеспечивающих работу двигателя только по экономичной характеристике.

Ключевые слова: быстроходная гусеничная машина, педаль подачи топлива, вентильный двигатель, алгоритм управления, экономичная характеристика, сопротивление передвижению.

The effectiveness of implementation of new algorithms of shared control of internal combustion engines and ac electronic motors of intellectual transmission at acceleration of a high-speed track-laying machine, assuring engine operation only on a cost-saving characteristic, is assessed.

Keywords: high-speed track-laying machine, fuel feed pedal, ac electronic motor, control algorithm, cost-saving characteristic, movement resistance.

Современное состояние транспортных машин характеризуется очередным этапом модернизации электропривода. Ключевым моментом внедрения новых бесколлекторных вентильных электромашин в состав электромеханической трансмиссии является создание алгоритма управления, отражающего особенности конкретного транспортного средства, например быстроходной гусеничной машины (БГМ) [1].

Реализация этого алгоритма управления придаст быстроходной гусеничной машине новые свойства при прямолинейном движении (идеальная тяговая характеристика), при повороте (рекуперативное торможение одним бортом) и при рекуперативном торможении обеими бортами (преобразование высвобождающейся кинетической энергии корпуса при торможении в потенциальную электрическую энергию аккумуляторной батареи) [2—5].

На основании проведенных ранее исследований различных режимов работы моторно-трансмиссионной установки (МТУ) сформулирована гипотеза о возможности одновременного эффективного управления двигателем внутреннего сгорания (ДВС) и вентильным двигателем (ВД) при разгоне БГМ [6].

В ходе исследований на базе математической модели движения БГМ [2—7] создан и отработан при имитационном моделировании алгоритм совместного управления топливоподачей ДВС и магнитным потоком ВД. Исследование разгона БГМ показало, что при одновременном управлении двигателем внутреннего сгорания и вентильными двигателями обеспечивается работа ДВС по экономичной характеристике при любом положении педали подачи топлива (ППТ). Результат — снижение расхода топлива БГМ до 6 % [6]. В перечисленных выше работах понятие разгона БГМ уже фигурировало, однако только при уменьшении сопротивления движению БГМ в соответствии с упомянутой выше идеальной тяговой характеристикой. С этой задачей вполне справлялась автоматическая система (АС) регулирования ВД при постоянном режиме работы ДВС.

Целью данного исследования является создание АС регулирования ВД и ДВС при разгоне БГМ в неизменных дорожных условиях, т. е. при постоянном моменте сопротивления движению. Особенность этого режима — необходимость алгоритмизации перехода на новый уровень мощности, на другую идеальную характеристику при сохранении момента сопротивления.

Ниже приведены результаты проведенных авторами исследований по двум направлениям: первое — одновременное согласованное регулирование ВД и ДВС без резервирования момента ДВС на "саморазгон"; второе — аналогичное регулирование, но с резервированием момента ДВС на "саморазгон".

Первое направление. На основании опыта, полученного при моделировании многоосной колесной машины с интеллектуальной бесступенчатой трансмиссией [2], разработана структурная схема

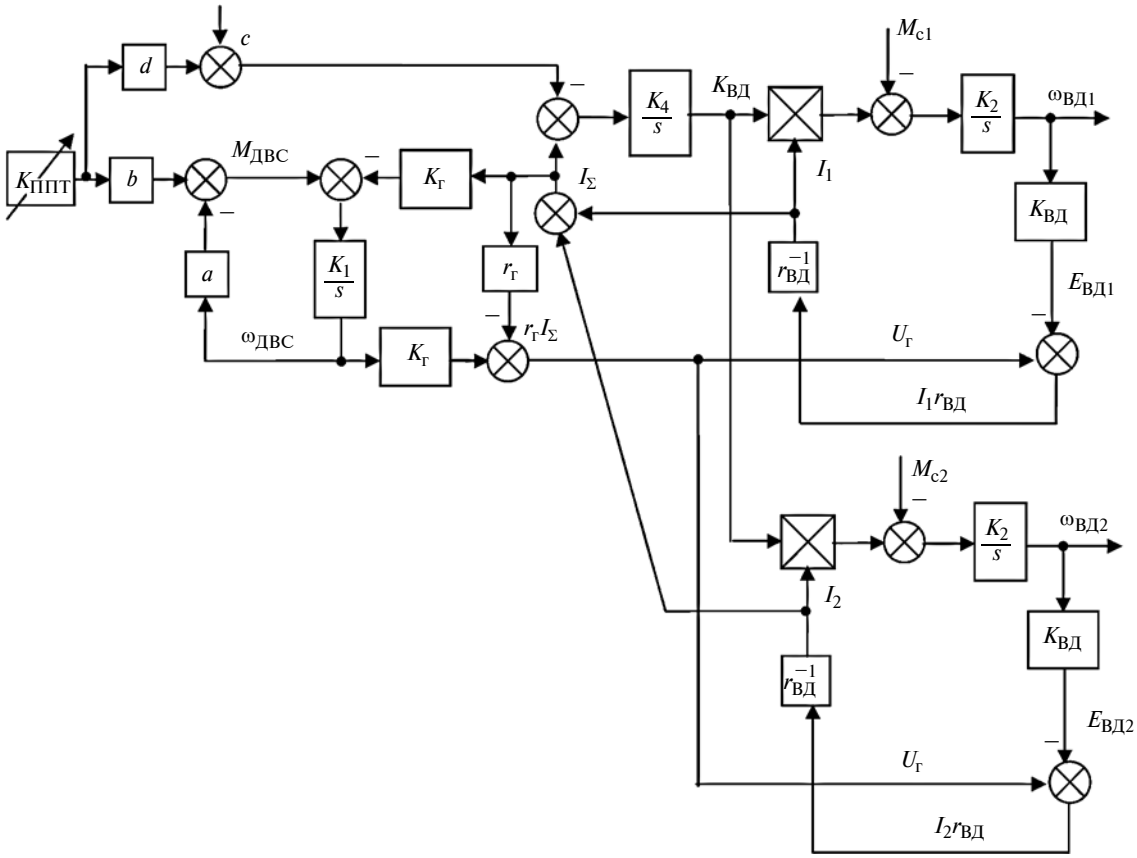


Рис. 1. Структурная схема МТУ:

K_2, K_4 — коэффициенты усиления; s — оператор Лапласа; $E_{ВД1}$, $E_{ВД2}$ — ЭДС вентильных двигателей; $M_{с1}$, $M_{с2}$ —моменты сопротивления на ведущих звездочках; a, b — коэффициенты аппроксимации характеристики ДВС; c, d — коэффициенты аппроксимации силы опорного тока

МТУ гусеничной машины при синхронном регулировании по току ВД (рис. 1).

Внесенные в эту схему изменения касаются формирования опорного тока с учетом положения ППТ, тогда как в предыдущей версии АС опорный ток был постоянен, вследствие чего обеспечивалась максимальная скорость движения БГМ при любых дорожных условиях (при постоянной, максимальной, мощности ДВС). ВД описаны с помощью схемы замещения, справедливость такого подхода обоснована в работе [3], основные математические зависимости, характеризующие работу ВД, приведены в статьях [2—5]. Генератор приводится во вращение от ДВС, характеристика которого приведена на рис. 2. Теперь сила опорного тока пропорциональна моменту ДВС, соответствующему экономичной характеристике:

$$I_о = 333{,}333 K_{ППТ} + 416{,}667. \quad (1)$$

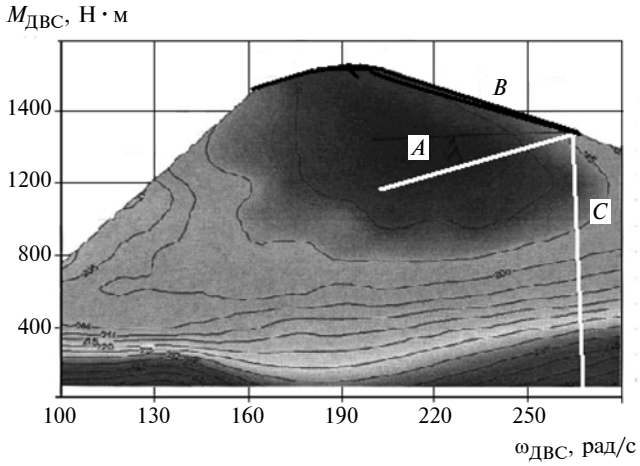


Рис. 2. Комбинированная характеристика двигателя: зависимость момента $M_{ДВС}$ двигателя от газовых сил при различных удельных расходах топлива:

A — экономичная характеристика; B — корректорная характеристика; C — регуляторная характеристика

В работе [6] показано, что интеллектуальная бесступенчатая трансмиссия может регулировать ДВС и заставить его работать по экономичной характеристике A (см. рис. 2) на любом заданном водителем энергетическом (мощностном) уровне [8].

Теперь алгоритм управления заключается в следующем: при постоянном положении ППТ ВД отрабатывают идеальную тяговую характеристику (гипербола) соответствующего уровня, при переходе на более высокий мощностной уровень (при разгоне) увеличивается подача топлива и одновремен-

но синхронно регулируются бортовые ВД так, чтобы ДВС работал на экономичной характеристике; установление нового постоянного положения ППТ означает работу по идеальной гиперболе более высокого уровня, чем до разгона (рис. 3).

Итак, уровень мощности ДВС задает положение ППТ, трансмиссия же обеспечивает работу ДВС только по экономичной характеристике [2—6].

В структурной схеме МТУ (см. рис. 1) модель блока ППТ задана в относительном виде коэффициентом $K_{ППТ}$, входящим затем в правую часть уравнения (1):

$$K_{ППТ} = \begin{cases} 0{,}7, & t < 10; \\ 0{,}06t + 0{,}1, & 10 \le t \le 15; \\ 1{,}0, & t > 15. \end{cases}$$

Статическая характеристика момента ДВС от газовых сил при любом положении ППТ:

$$\omega_р = \omega_e \times K_{ППТ},$$

$$Z = 68{,}5\omega_р + 1615{,}43 - 0{,}909\omega_р,$$

$$M_{ДВС} = \begin{cases} Z - 68{,}5\omega, & \omega \ge \omega_р; \\ 1615{,}43 - 0{,}909\omega, & \omega < \omega_р, \end{cases}$$

где t — время, с; ω_e — номинальная угловая частота вращения коленчатого вала ДВС, рад/с; $\omega_р$ — угловая частота вращения коленчатого вала ДВС при переходе на частичную характеристику, рад/с; Z — промежуточный коэффициент; $M_{ДВС}$ — момент ДВС от газовых сил, Н · м; ω — текущая угловая частота вращения коленчатого вала ДВС, рад/с.

Результаты моделирования МТУ для БГМ с бортовой электрической трансмиссией приведены на рис. 4—6 в виде зависимостей *1* изменений в текущем времени t соответственно скорости v БГМ, момента $M_{ДВС}$ и мощности $N_{ДВС}$. Обратим внимание на то, что разгон БГМ состоит из двух периодов: при $t = 10 \div 15$ с он происходит в результате разгона ДВС и изменения магнитных потоков ВД; после $t = 15$ с и до установившегося движения ($t \approx 25$ с) — в результате регулирования только ВД.

Сила опорного тока и, соответственно, момент по экономичной характеристике (до и после разгона) увеличились на 15 %, угловая скорость коленчатого вала ДВС — на 40 %, мощность ДВС — на 60 %, а скорость БГМ — на 62 % (с 4,2 до 6,8 м/с). Трансмиссия автоматически изменила передаточное число и использовала возросшую мощность ДВС для увеличения скорости БГМ, обеспечив минимальный расход топлива на установившихся режимах работы ДВС (но пока не на переходных). Обратим внимание на "скачок" момента при нажатии на ППТ при $t = 10 \div 15$ с. Момент, вырабатываемый ДВС в период "саморазгона", больше, чем на

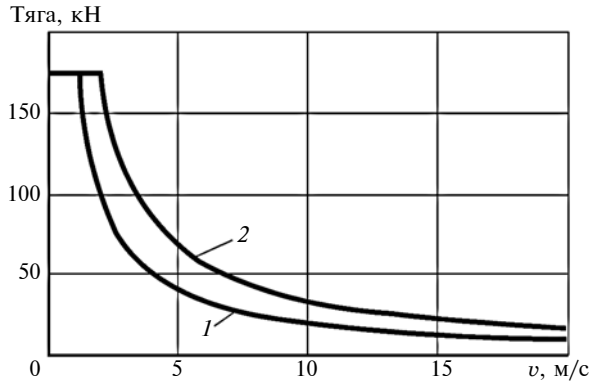


Рис. 3. Идеальные тяговые характеристики, соответствующие 230 (*1*) и 360 кВт (*2*)

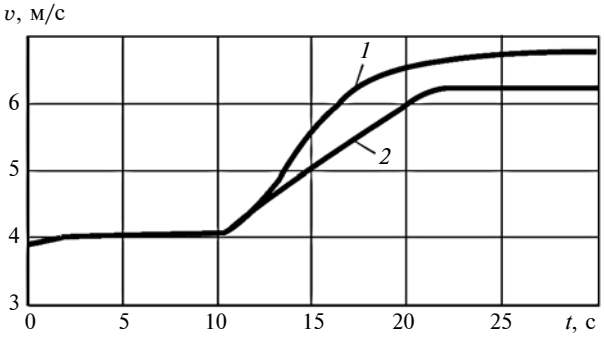


Рис. 4. Скорость БГМ при одновременном регулировании ДВС и ВД (*1*) и только ДВС(*2*)

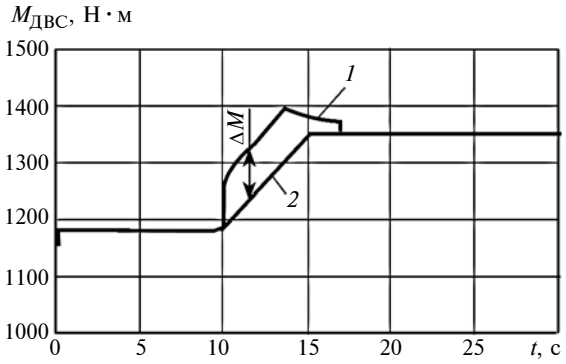


Рис. 5. Момент $M_{ДВС}$ при разгоне без АС резервирования момента (*1*) и с АС резервирования момента (*2*)

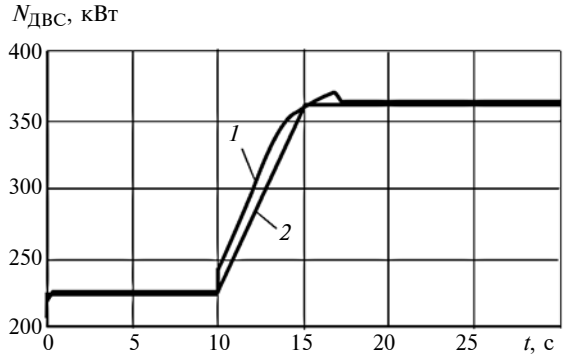


Рис. 6. Мощность $N_{ДВС}$ при разгоне без АС резервирования момента (*1*) и с АС резервирования момента (*2*)

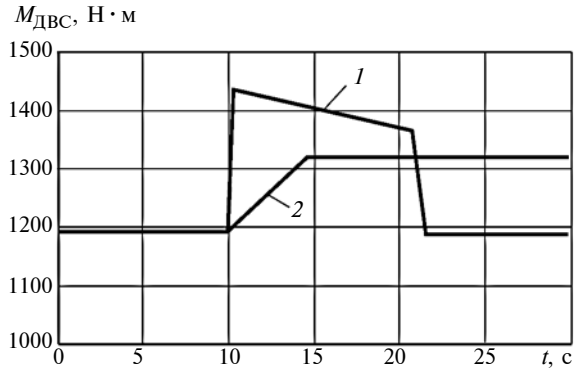


Рис. 7. Момент $M_{ДВС}$ при управлении только двигателем (*1*) и при совместном регулировании ДВС и ВД (*2*)

экономичной характеристике (см. рис. 5, зависимость *2*) на величину ΔM.

Величина ΔM затрачивается на увеличение кинетической энергии вращающихся деталей ДВС, зависит от их момента инерции, скорости нажатия на ППТ и ограничена корректорной характеристикой ДВС. Важно, что ДВС отклоняется от экономичной характеристики и требует большего расхода топлива (в данном случае на 3÷4 %), что существенно.

Второе направление. Рассмотрим структурную схему АС, позволяющую преодолеть указанный негативный эффект, и результаты математического моделирования движения БГМ, характеризующие положительный эффект более глубокого автоматического регулирования совместной работы ДВС и электрической трансмиссии.

Для доказательства эффективности работы АС по рис. 1 рассчитали разгон БГМ только ДВС при фиксированных магнитных потоках вентильных двигателей. Результаты приведены на рис. 4 (линия *2* — скорость БГМ) и рис. 7 (линия *2* — момент ДВС). Скорость БГМ возросла с 4,2 до 6,4 м/с, момент ДВС перед разгоном составил 1180 Н · м, в процессе разгона — 1420÷1370 Н · м, что соответствует корректорной характеристике ДВС, после разгона — 1180 Н · м. Сопротивление передвижению по условиям моделирования неизменно, поэтому и момент ДВС в установившихся режимах до и после разгона одинаков.

Скорость БГМ увеличилась с 4,2 до 6,4 м/с, т. е. на 52 % (меньше, чем с АС по рис. 1, где было 62 %). Таким образом, введение АС (см. рис. 1) позволило увеличить скорость БГМ, набранную за время разгона, на 6 %.

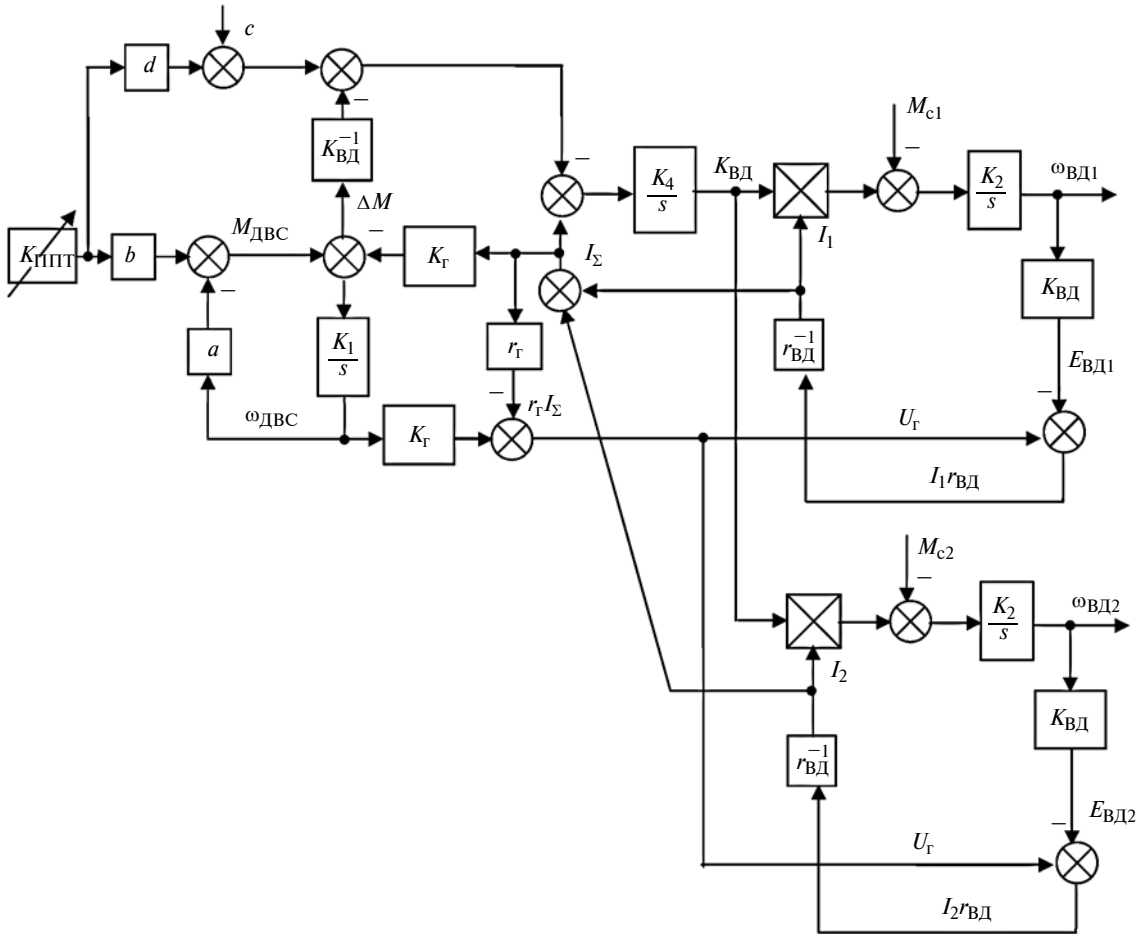


Рис. 8. АС регулирования ДВС и ВД по ППТ, обеспечивающая экономичную характеристику ДВС, в том числе и на переходных режимах ДВС

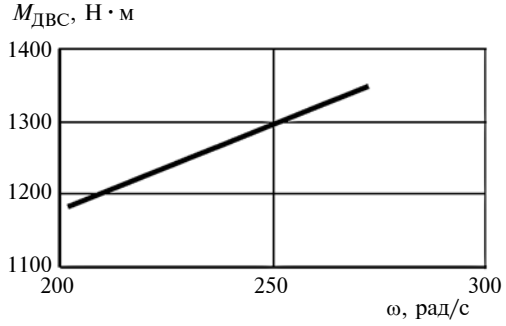


Рис. 9. Статическая характеристика ДВС, построенная в процессе расчета

Таким образом, задача управления ДВС и трансмиссией с целью обеспечения работы ДВС по экономичной характеристике при прямолинейном движении решена. Однако в режиме разгона возникают проблемы с дополнительным моментом ΔM. Эффект появления ΔM не вполне понятен. Предположительно это связано с обратными связями на структурной схеме (см. рис. 1) — они охватывают только ВД. Опорный сигнал по току "резервирует" момент ДВС для разгона только трансмиссии, а момент, затрачиваемый ДВС для "саморазгона", вырабатывается сверх этого, хотя его можно "брать" и с экономичной характеристики, но при другом алгоритме управления ВД.

Структурная схема системы управления ДВС и ВД, обеспечивающая работу ДВС по экономичной характеристике при разгоне, приведена на рис. 8.

Изменения опять коснулись принципа формирования опорного сигнала. Он определяется положением ППТ и корректируется с учетом необходимого на разгон запаса ΔM момента ДВС следующим образом:

$$I_о = 333{,}333K_{ППТ} + 416{,}667 - 0{,}585\Delta M.$$

Величина этого запаса постоянно оценивается в результате сравнения момента ДВС и момента, потребляемого генератором. Таким образом, АС на рис. 8 является логическим развитием АС на рис. 1 и АС из работ авторов [9—12].

График скорости БГМ при одновременном управлении ДВС и ВД с АС (см. рис. 8) полностью совпадает с графиком на рис. 4, а момент и мощность заметно меньше [см. рис. 5 (поз. *2*) и 6 (поз. *2*)] и в точности соответствуют экономичной характеристике. На рис. 9 приведена статическая характеристика ДВС, построенная в процессе расчета в привычных координатах и полностью совпадающая с экономичной характеристикой *A* (см. рис. 2). Таким образом, доказано, что АС по рис. 8 обеспечивает работу ДВС по экономичной характеристике не только на установившихся режимах движения, но и на переходных.

Дополнительный положительный эффект внедрения АС по рис. 8 — экономия топлива. Ориентировочно, руководствуясь комбинированной характеристикой (см. рис. 2), можно оценить экономию топлива при работе по экономичной характеристике *A* по сравнению с корректорной характеристикой *B*, имеющей место при разгоне ДВС с АС по рис. 1, в 3÷4 %.

Выводы

1. Разработаны два алгоритма одновременного управления ДВС и электрической трансмиссией при разгоне БГМ: первый обеспечивает работу ДВС по экономичной характеристике только на установившихся режимах работы ДВС, второй — и на переходных тоже.

2. При реализации первого алгоритма по п. 1 скорость БГМ после разгона на 6 % больше, чем при регулировании только ДВС и неизменном передаточном числе трансмиссии.

3. При реализации второго алгоритма по п. 1 кроме преимущества по скорости уменьшается расход топлива на 3÷4 % за время "саморазгона" ДВС.

4. На любом установившемся режиме движения алгоритм управления трансмиссией обеспечивает идеальную тяговую характеристику БГМ при работе ДВС по экономичной характеристике.

5. Управление ППТ становится управлением скоростью движения БГМ не напрямую, а опосредовано — через управление уровнем мощности ДВС, перестройку алгоритма работы трансмиссии и реализацию каждый раз идеальной тяговой характеристики при минимальном (для этого уровня мощности) расходе топлива.

6. Обнаружение наличия дополнительных затрат энергии ДВС на "саморазгон" позволило изменить архитектуру АС, зарезервировать момент для "саморазгона" в пределах экономичной характеристики и сформулировать второй алгоритм, обеспечивающий экономичную работу ДВС и на переходных режимах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Hybrid** electric propulsion for military vehicles. Overview and status of technology // Norwegian Defence Research Esteblishment (FFI (Forsvarets forskningsinstitutt). FFI-rapport. 2008 / 01220. P. 1019.

2. **Павловская О. О., Кондаков С. В., Носенко Л. С.** Формирование идеальной тяговой характеристики колесной машины и экономичной характеристики двигателя внутреннего сгорания регулированием электромеханической трансмиссии // Вестник ЮУрГУ. Сер. "Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника. 2013. Т. 13. № 2. С. 64—73.

3. **Имитационное** моделирование движения быстроходной гусеничной машины с электрической трансмиссией / Б. Н. Гомберг, С. В. Кондаков, Л. С. Носенко, О. О. Павловская // Вестник ЮУрГУ. Сер. "Энергетика". 2012. Вып. 18. № 37 (296). С. 73—81.

УДК 621.9.06.529.08.001.57

А. П. КУЗНЕЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: apk_53@mail.ru

Эволюция методов оценки точности металлорежущих станков и тенденции ее изменения. Часть 1. Эволюция понятия точность и ее физическая модель[1]

"Прежде всего научись каждую вещь называть ее именем: это первая и важнейшая из всех наук"

Пифагор

Рассмотрены эволюция понятия точность и достижимая точность обработки. Дано обоснование физического содержания понятия точность. Приведены данные об изменении уровня точности с 1800 г. и дан прогноз достижимого уровня. Обоснован энергетический барьер точности для разных технологий резания.

Ключевые слова: металлорежущий станок, методы и технология обработки, точность, прецизионность, достижимая точность.

The evolution of accuracy definition and attainable processing accuracy are considered. The substantiation to physical content of accuracy definition is given. The data on changing of accuracy level since 1800 is presented and the forecast to attainable level is given. The energy limit of accuracy for different cutting technologies is substantiated.

Keywords: metal-cutting machine, methods and technology of processing, accuracy, precision, attainable accuracy.

Совершенствование и создание новых деталей, устройств, механизмов и машин, вызываемое развитием потребностей общества, изменение и формирование новых функциональных и качественных свойств изделий, их характеристик и параметров обусловливают соответствующие требования к изменению, развитию и созданию нового технического и технологического оборудования, а также его технико-технологических и иных параметров и характеристик, в частности производительности, точности и эффективности, которая определяется затратами ресурсов на создание и эксплуатацию оборудования.

Развитие сложных технико-технологических систем происходит в направлении достижения идеальности их функционирования путем совершенствования существующих конструктивных решений или принципиального их изменения на новых физических принципах, а также сочетанием обоих путей. Такое направление развития обусловлено широким использованием более глубинных физико-химических свойств материи и энергии, что приводит к переходу структурных составляющих технико-технологических систем с макроуровня на микро- и наноуровень.

Необходимость достижения высокой степени точности изготовления изделий и постоянный рост требований к ней характерны для астрономической, авиационной, космической, атомной, электронной, медицинской и некоторых других отраслей промышленности.

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ в рамках выполнения Соглашения о предоставлении субсидии № 14.577.21.0128 (ID RFMEFI57714X0128).

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

4. **Кондаков С. В., Павловская О. О., Горяев Н. К.** Исследование поворота энергоэффективной быстроходной гусеничной трансмиссии с интеллектуальной электрической трансмиссией // Вестник машиностроения. 2014. № 11. С. 51—55.

5. **Kondakov S. V., Pavlovskaya O. O., Goryaev N. K.** Turn Behavior of Energy-Efficient High-Speed Tracked Vehicle with a Smart Electrical Transmission // Russian Engineering Research. 2015. V. 35. N. 2. P. 97—101.

6. **Кондаков С. В., Павловская О. О.** Интеллектуальная бесступенчатая трансмиссия — регулятор расхода топлива ДВС и крутящего момента ведущих колес // Вестник машиностроения. 2013. № 7. С. 3—11.

7. **Кондаков С. В., Павловская О. О.** Автоматизированное управление движением быстроходной гусеничной машины: Монография. Saarbrucken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. 105 с.

8. **Двигатели** внутреннего сгорания: Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.

9. **A comparison** study between power-split CVTs and a push-belt CVT // P. Noben, T. Hofman, P. A. Veenhuizen, M. Steinbuch. Eindhoven. 2007. August.

10. **Shulz M.** Circulating mechanical power in a power-split hybrid electric vehicle transmission. Proceeding of the institution of the Mechanical Engineers. // Journal of Automobile Engineering. 2004. 218. P. 1419.

11. **Кенио Т.** Шаговые двигатели и их микропроцессорные системы управления: Пер. с англ. М.: Энергоатомиздат, 1987. 200 с.

12. **Рывкин С. Е.** Скользящие режимы в задачах управления автоматизированным синхронным электроприводом М.: Наука, 2009. 237 с.

В процессе создания и эксплуатации такого оборудования развиваются и методы оценки, расчета, определения, контроля и управления, претерпевают изменения и сами понятия точность, производительность и эффективность и их смысловое содержание.

Металлорежущие станки, технологические оборудование и системы — основные средства производства деталей, составляющих элементную базу оборудования перечисленных выше отраслей промышленности, поэтому к ним предъявляются самые высокие и жесткие требования по точности, производительности и эффективности.

Понятия и их глубина, системность и адекватность модели формирования указанных характеристик и описание процесса их функционирования являются важнейшим средством познания их состояния, эволюции и тенденций развития.

Приведем несколько определений понятия *точность*, применяемого относительно металлорежущих станков, в последовательности их опубликований.

"Представляя общую поверхность детали, состоящей из отдельных участков, отождествляемых с некоторыми геометрическими образами, мы можем говорить о соответствии реальной и заданной детали в четырех направлениях: точность формы, точность размеров, точность взаимного расположения и чистота поверхности" [1, с. 6].

"Понятие "точность" относится к сравнению двух деталей — реальной и заданной, различие между которыми обусловлено несовершенством изготовления. Конструктивные различия (варианты конструкции) к понятию точность отношения не имеют" [1, с. 5, 6].

"Точность — один из важнейших показателей качества машин, существенно влияющих на все критерии работоспособности их механизмов, а следовательно, и на выходные показатели машин: быстроходность, энергетическую эффективность, материалоемкость, надежность и долговечность. Точность технологических машин в решающей степени определяет точность изделий. Проблема точности станков является первостепенной" [2, с. 3].

"Точность — это разница между фактическим и номинальным значением. Ее также называют ошибкой или погрешностью" [3, p. 226].

"Точность — максимальная линейная или угловая погрешность (ошибка, отклонение) между любыми двумя точками в рабочем объеме станка" [4, p. 58].

В соответствии с ГОСТ Р ИСО 5725-1—2002 "точность (accuracy) — степень близости результата измерения к принятому опорному значению. Термин точность, когда он относится к серии результатов измерений (испытаний), включает сочетание случайных составляющих и общей систематической погрешности. Принятое опорное значение

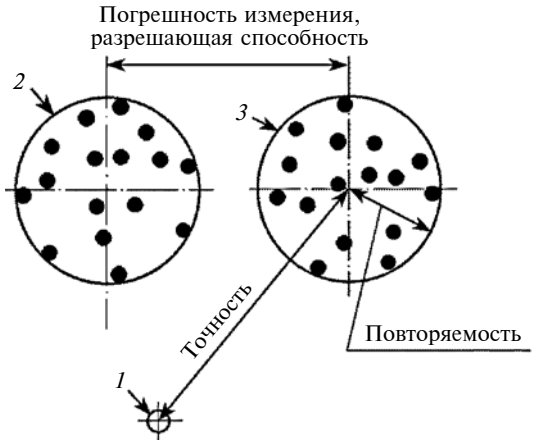


Рис. 1. Схема, иллюстрирующая понятия точность, повторяемость и разрешение [4, 10]:

1 — заданное, требуемое или номинальное положение точки; *2* — положения точки при достижении номинального (заданного) значения + лучшие приращения, которые могут быть запрограммированы; *3* — положения точки при достижении номинального (заданного) значения

служит в качестве согласованного для сравнения и получено как: теоретическое или установленное значение, базирующееся на научных принципах; приписанное или аттестованное, базирующееся на экспериментальных работах; согласованное или аттестованное, базирующееся на совместных экспериментальных работах; математическое ожидание измеряемого значения лишь в случаях, когда предыдущие три недоступны".

"Одной из основных характеристик, определяющих функционирование механизма, является точность его работы. Точность механизма характеризуется разностью фактических и расчетных значений параметров механизма" [5, с. 5], которые рассматриваются как ошибка механизма [6, с. 3], а идеальный механизм осуществляет предписанный закон движения с абсолютной точностью или воспроизводит заданную зависимость с абсолютной точностью" [7, с. 7].

"Точность определяется как близость между эталонным и полученным значениями величины. В инженерных системах точность — это максимальная ошибка поступательного или вращательного движения между заданным и фактическим положением" [8, с. 14]. Причем эта ошибка рассматривается как вдоль линии перемещения, в плоскости между двумя произвольно расположенными точками, так и в объеме — между точками, расположенными в пространстве [9, с. 59, 60].

"Танигучи, говоря о точности, понимал прецизионность, точность и шероховатость, но не повторяемость, ...мы заинтересованы в понятиях точность, повторяемость и разрешение (рис. 1, 2). Разные авторы имеют немного отличающиеся представления относительно этих понятий. Когда люди говорят о "точности станка", то часто подра-

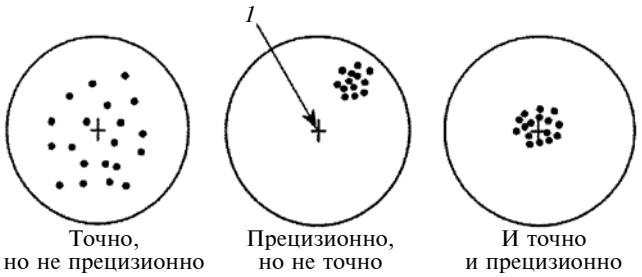


Рис. 2. Схема, иллюстрирующая понятия точность и прецизионность [10]:
1 — заданное, требуемое или номинальное положение точки

зумевают широкий смысл исполнения станка. Например, под понятием *точность станка* может подразумеваться разрешение, повторяемость и точность в том же самом значении понятия" [9, с. 49].

Потребители металлорежущих станков отдают предпочтение прежде всего понятию "достижимая точность обработки" деталей на этих станках.

Разнообразие характеристик терминологического понятия "точность станков" при всей их относительной близости и содержательном представлении и широкий спектр выходных параметров станков требуют их рассмотрения и обобщения с позиций системного единства.

Для этого рассмотрим энергоинформационную модель [11], основным результатом функционирования которой является производство деталей с заданными свойствами, параметрами и характеристиками (рис. 3). Применительно к обработке металлов резанием, результатом которой является деталь, на рис. 3 приведена структура взаимосвязей физических процессов и формируемых ими свойств детали. Выделены составляющие элементы системы, которые обеспечивают формирование размера детали (физический процесс I, осуществляемый инструментом) и поверхности детали (физический процесс II формообразования поверхности, осуществляемый рабочими органами станка). Другие характеристики и параметры, которые описывают свойства (информационный образ) детали, формируются иными методами обработки в соответствии с технологическим образом детали [12].

Следовательно, технологический процесс (ТП) производства детали является множеством физических процессов I (на рис. 3 для обработки резанием применено понятие *физический процесс пластического деформирования*, который обусловливает получение размера) и соответствующим ему множеством структур II пространственно-временных законов преобразования физического процесса

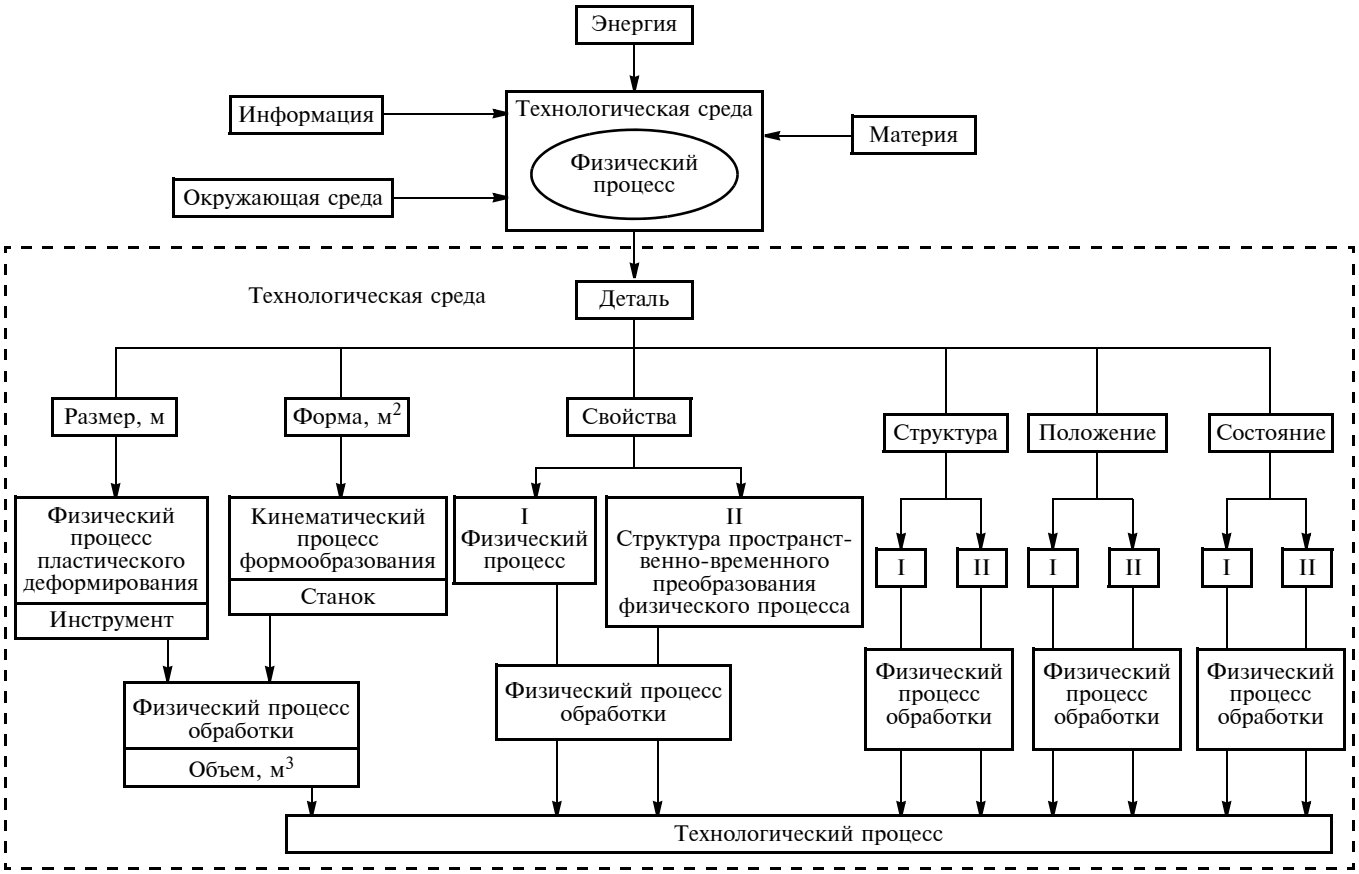


Рис. 3. Энергоинформационная модель технологического оборудования, процесса, системы, взаимосвязей физических процессов и свойств детали

(на рис. 3 — *кинематический процесс формообразования*, который определяет получение требуемой формы детали). Для достижения другого требуемого свойства детали, например твердости, необходимы другие физические процессы (отличные от пластического деформирования) и соответствующие законы их пространственно-временного преобразования.

В зависимости от вида энергии, направленной и осуществляющей изменения состояния, структуры и свойств материала, и от количества и способа передачи информации различают виды реализуемых ТП: обработка резанием (механообработка); обработка давлением; литье; сварка; термическая обработка; гибка и др.

Информация о количественных, качественных, геометрических параметрах, форме, структуре, состоянии, положении и свойствах изделия (детали), заключенная в его описании или чертеже, является **информационным образом изделия.**

Информация о геометрических параметрах, форме изделия и свойствах, заключенная в его описании или чертеже, является **геометрическим образом изделия.**

Информация о последовательности преобразования материи, энергии и информации, содержащаяся в документах, определяющих модель последовательного достижения равенства информаций о материальном объекте и его информационном образе, составляет **технологический образ изделия.**

Образы, которые характеризуются неизменностью одного или нескольких свойств, будем называть **единичными образами.**

Образы, которые не изменяют заданные свойства, будем называть **номинальными** или идеальными. Тогда реальные образы — это изделия, информационное содержание которых описывается фактическими, реальными свойствами, формируемыми в ТП производства при взаимодействии материи, энергии и информации.

Информация о геометрических параметрах, форме и свойствах изделий характеризует виды технологий:

нанотехнологии — характерный геометрический размер менее $10^{-7} \div 10^{-9}$ м;

микротехнологии — характерный геометрический размер $10^{-7} \div 10^{-5}$ м;

традиционные технологии — характерный геометрический размер больше 10^{-3} м.

Изменения, деформация, искажения свойств и отношений соответствующих образов обусловливают и определяют их качественные и количественные показатели, параметры и характеристики. К таким показателям можно отнести точность, производительность, надежность, энерго- и материалоемкость и т.п.

Например, *точность технологического процесса* определяется уровнем соответствия или степенью приближения реальных свойств, параметров и характеристик процесса получения изделия (предмета, продукта или детали) к его образу (информационному, геометрическому, технологическому) — номинальному, заданному или идеальному значению.

Относительно точности необходимо различать следующие понятия: *точность изделия*; *физически (реально) достижимая точность*; *энергетически достижимая точность*; *точность физического процесса*; *технологическая точность*; *точность машины, оборудования, производственной системы*; *структурная точность*; *эффективная точность* и т. п.

Иными словами, точность как свойство системы при системном рассмотрении также является результатом отражения взаимодействия структурных связей и отношений элементов системы, порождающих в данном случае новую систему, основным свойством которой является точность.

Таким образом, ***точность* (*accuracy*) — *степень соответствия свойств* (*a*) *предмета, объекта, системы, процесса, явления его номинальному, заданному, установленному, допустимому, идеальному значению или закону.***

Информационное определение: точность — разность информационных данных (содержаний) о свойствах объекта и фактических значений.

Математическое понятие: точность — детерминированное, векторное отклонение или отклонение величины поля состояния свойств объекта от теоретических значений.

Структурное определение: точность — степень отклонения друг от друга связей и/или отношений между элементами структуры.

Элементами структуры понятия точность как системы являются их погрешности, ошибки (error) и отклонения их свойств в поле состояния объекта [13, 14].

Создание станков, в которых одновременно или последовательно используются разные методы обработки разными инструментами, каждый из которых осуществляет независимо от другого линейное и/или вращательное движения (например, токарно-фрезерные центры, фрезерно-шлифовальные станки), привело к пополнению традиционной классификации новым классом, который согласно достаточно удачному термину, предложенному T. Moriwaki, получил название Multifunctional Machine Tool (многофункциональные станки). Кроме того, появилась группа станков, относящаяся к классу под общим названием Multitask Machine Tool (многозадачные станки), в которых применяются и другие физические принципы изменения свойств детали, например лазерная обработка и т.п. Поэтому считаем целесообразным ввести наименования групп и классов оборудования, которые отражают не только метод обработки (точение, сверление и т.п.), число которых доста-

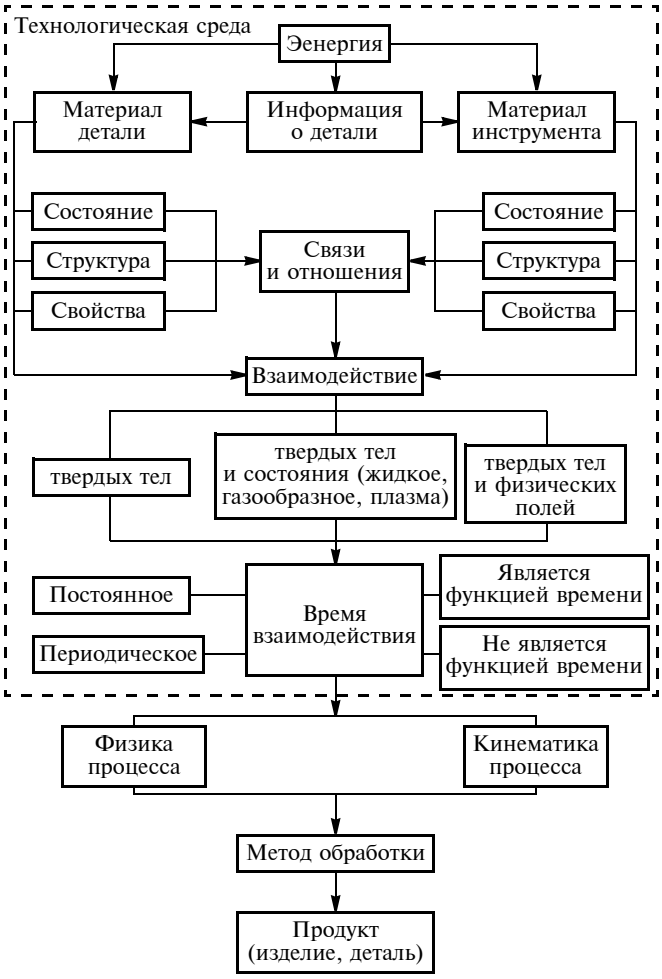


Рис. 4. Схема формирования методов обработки и получения детали

точно велико, но и физические принципы, реализуемые этим оборудованием. Например, согласно схеме на рис. 4 возможны следующие группы:

1. Оборудование, которое реализует взаимодействия:

1.1. "Твердое тело — твердое тело".

1.2. "Твердое тело — состояние среды".

1.3. "Твердое тело — физическое поле".

2. Оборудование, которое реализует комбинацию взаимодействий:

2.1. "Твердое тело — твердое тело — состояние среды".

2.2. "Твердое тело — твердое тело — физическое поле".

2.3. "Твердое тело — состояние среды — физическое поле".

3. Оборудование, которое реализует взаимодействие твердых тел и полей без изменения параметров, свойств и характеристик детали:

3.1. Контрольно-измерительные машины.

3.2. Контрольно-измерительные приборы и устройства.

3.3. Ручные средства контроля и измерения.

В свою очередь физический процесс взаимодействия, реализуемого в оборудовании как в системе, также может быть однородным (например пластическое деформирование) и множественным (например: пластическое деформирование (резание) и плавление (шлифование); пластическое деформирование (резание) и нагрев лазерным лучом и т.п.), которые по времени могут происходить одновременно или последовательно и в разных технологических средах (например в среде инертных газов и др.). В этом случае реализуются так называемые гибридные технологии, достаточно разнообразные.

Размер, который требуется обеспечить любым из указанных методов взаимодействия, — расстояние между взаимодействующими объектами (телами, полями состояния) в направлении, перпендикулярном к поверхности продукта, которое является необходимым и достаточным и обусловлено законами протекания и осуществления физических процессов или явлений, в то время как форма поверхности определяется видом закона одновременных взаимосвязанных относительных движений (элементарных линейных и вращательных) объектов при непрерывном осуществлении физического процесса.

Металлорежущий станок, у которого физический процесс I (см. рис. 3) отсутствует, является измерительной машиной.

При таком системном энергоинформационном рассмотрении модели структур различных видов технологического оборудования, исходя из приведенного выше определения точности, получим *точность как понятие*, которое содержательно отражает свойство размера (линейная или векторная величина) и свойства и характеристики законов положения, движения, состояний, взаимодействий.

Исторический процесс повышения точности изготовления изделия происходил быстро. К 1776 г. (согласно письму Уатта) можно было получить точность расточки цилиндра длиной 72 дюйма в толщину шестипенсовой монетки (т.е. 2000 мкм) [2, с. 4], а по данным Дж. Уилкинсона (1775 г.) расточка цилиндра диаметром 57 дюймов производилась с такой же достижимой точностью 2000 мкм [3, с. 11]. Темп роста достижимой точности изготовления особенно высок в наше время. Он возрастал в 10 раз каждые 20 лет. Так, относительная погрешность изготовления в 1940 г. составляла 10^{-4} м, в 1960 г. — 10^{-5} м, в 1980 г. — 10^{-6} м.

В научной литературе приводятся схемы — графики изменения достижимой точности обработки с 1900 г. по 1980 г. с прогнозными значениями до 2000—2020 гг. Впервые подобная схема была опубликована в работе N. Taniguchi в 1974 г. (модификации этой схемы представлены в 1983 г. в работе [15] и в 1994 г.). Кроме того, такие схемы с различной степенью полноты и детализации видов стан-

ков и технологических процессов опубликованы в работах P. A. McKeown (1987 г.), G. Byrne, D. Dornfeld, B. Denkena (2003 г.). Даны также схемы изменения достижимой точности обработки с 1900 г. по 1980 г. с прогнозными значениями до 2000 г., а в работах S. Mekid [8, с. 131, 2009 г.] и CIRP Encyclopedia [16, с. 798, 2014 г.] приводятся данные до 2020 г. (табл. 1). На рис. 5 приведена схема, составленная в соответствии со схемой в работе [17, с. 144], которая иллюстрирует изменение достижимой точности с добавлением в нее случайных составляющих из работы [15]. На схеме приведены также применяемые в настоящее время следующие виды обработки и характеристики их обобщенных понятий:

традиционная (стандартная, ординарная) обработка — точение, фрезерование, прецизионное точение, шлифование, полирование, хонингование, обработка на станках с ЧПУ;

прецизионные виды обработки — координатно-расточная, координатно-шлифовальная, суперфинишное полирование, шлифование, алмазное точение и шлифование;

высокопрецизионная обработка — высокопрецизионное шлифование, притирание, полирование;

ультрапрецизионная обработка — атомарная, молекулярная, ионно-лучевая, нанопроцессы и нанообработка.

В отличие от схемы N. Taniguchi (1974 г.), где были поименованы три вида обработки (традиционная *1*, прецизионная *2*, ультрапрецизионная *4*) на рис. 5 появилась дополнительная кривая *3* между прежними традиционной и прецизионной, что, по-видимому, обусловлено иллюстрацией более строгого соблюдения пропорций расположения кривых в 1980 г. с десятикратным уменьшением погрешности обработки между ними (5 — 0,5 — 0,05 — 0,005 мкм). Это и привело к большей дифференциации наименований и появлению дополнительного вида — высокопрецизионной обработки (*3*). В этом есть определенный смысл, так как кривые всех видов механической обработки расположены выше кривой *3* высокопрецизионной обработки после 1980 г. с потенциально достигаемой погрешностью не более 0,01 мкм (10 нм).

Таблица 1

Достижимая точность обработки, мкм [16]

Обработка	Годы					
	1920	1940	1960	1980	2000	2020 (прогноз)
Традиционная	—	60,0	30,00	5,000	1,000	0,1
Прецизионная	—	75,0	5,00	0,500	0,100	0,03
Высокопрецизионная	75,0	5,0	0,50	0,050	0,010	≥ 0,003
Ультрапрецизионная	5,0	0,5	0,05	0,005	0,001	≤ 0,3 нм

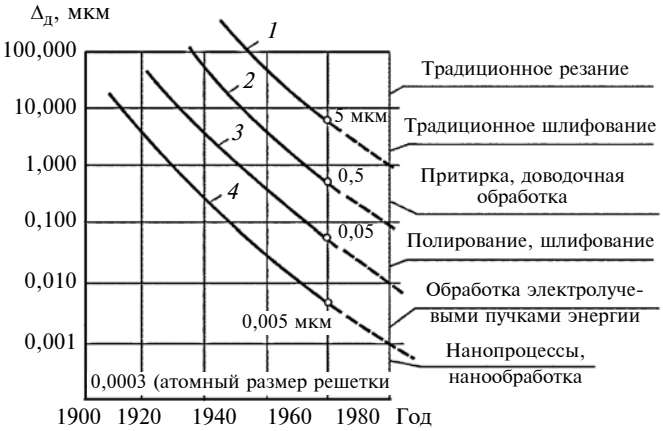


Рис. 5. Графики изменения достижимой погрешности $\Delta_д$ обработки в XX веке [15, 17]:

1 — традиционная (стандартная, ординарная) обработка; *2* — прецизионная обработка; *3* — высокопрецизионная обработка; *4* — ультрапрецизионная обработка

Необходимо рассмотреть вопрос о пределе достижимой точности и его обосновании, который авторы указанных схем не рассматривали (пределы указаны неочевидно). Так как реально измерить точность, которая будет достижима в 2020 г., пока невозможно, а вопрос необходимости и обоснованности затрат и усилий на достижение не совсем очевидного результата неоднозначен для каждого вида обработки, то требуется достаточно строгий или вероятный в своем максимальном правдоподобии ответ. Кроме того, не ясен вопрос о виде и характере кривых как до, так и после рассмотренного периода (1900—1980 гг.).

История исследований процесса резания металлов [18] концептуально базировалась на принципиальной физической постановке задачи, в которой принимались следующие положения:

физическая модель — удаление (отделение) материала;

физический процесс — деформирование упругое, пластическое;

физическое явление — разрушение в результате образования дислокаций, трещин.

Пластическая деформация наступает при достижении касательных напряжений предела текучести на сдвиг и завершается макроразрушением. Деформация происходит вследствие скольжения, двойникования и относительного перемещения зерен. На атомном уровне к внутризеренному сдвигу приводят различные способы движения дислокаций в плоскостях скольжения и двойникования, а к межзеренному сдвигу — диффузии точечных дефектов по границам зерен, при этом диффузии вакансий уступают скорости движения дислокаций, которая

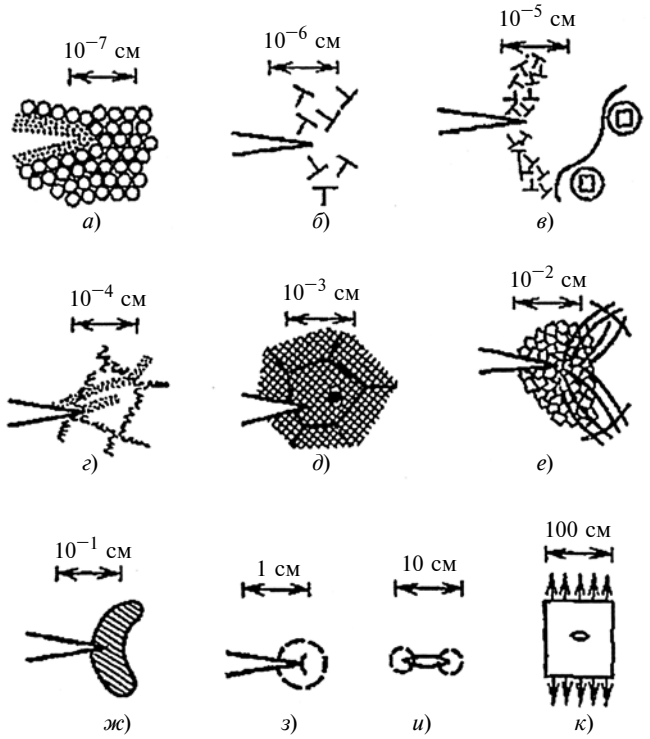


Рис. 6. Геометрические соотношения в схемах физического явления разрушения:

а — ионы и электронный газ; *б* — дислокации; *в* — границы субзерен и выделения; *г* — субзерна и полосы скольжения; *д* — зерна, включения, пустоты; *е* — большие пластические деформации; *ж* — упругопластическое поле при плоском деформированном состоянии; *з* — *к* плоское напряженное состояние: *з* — особая точка упругого поля; *и* — переходная область; *к* — номинальные напряжения

соизмерима со скоростью распространения звука (порядка 5000 м/с).

На рис. 6 показаны геометрические размеры для оценки вида процесса физического явления разрушения [18]. Следовательно, модели образования и описание механизма процесса разрушения можно разделить на уровни относительно геометрического размера их рассмотрения:

субмикроскопический уровень (атомные размеры порядка 10^{-9} м), когда происходит нарушение атомных связей;

микроскопический уровень (размеры порядка $10^{-7}\div10^{-6}$ м), когда образуются микротрещины по границам зерен;

макроскопический уровень (размеры порядка 10^{-3} м), когда образуются трещины и происходит их движение из области концентрации напряжений.

Применительно к процессу обработки материала различают пластическое разрушение, которое происходит при пластической деформации по всему объему тела (обработка давлением), и хрупкое разрушение (обработка резанием), которое происходит вследствие распространения трещины при пластической деформации в малой области.

Рассмотрим с энергетической точки зрения приведенные выше три уровня процесса разрушения. В табл. 2 приведены диапазоны значений удельной энергии, необходимой для выполнения собственно физического процесса резания — пластической деформации материала, характер которой определяется обусловливающим этот процесс физическим явлением (трещина, смещение, сдвиг) в соответствии с величиной снимаемого материала [17—20].

Требования развития техники обусловили необходимость изменения тенденции развития и областей применения процессов резания, которые, как отмечалось, осуществляют при обработке деталей разных геометрических размеров и с разной величиной срезаемого материала: субмикронное резание (размер порядка 10^{-6} м), микрорезание (размер порядка $10^{-5}\div10^{-6}$ м), тонкое резание (размер порядка $10^{-4}\div10^{-5}$ м), ординарное или традиционное резание (размер порядка $10^{-3}\div10^{-4}$ м), толстое или тяжелое резание (размер свыше 10^{-3} м). Поэтому, если рассматривать физическую причину, то объяснение приведенных на рис. 5 значений достигаемой погрешности, которые, как это следует из вышеописанного механизма резания и его геометрической аналогии, обусловлены в первую очередь энергетическими и соответствующими им геометрическими характеристиками удаляемого резанием слоя материала. Возможность достижения обеспечения металлорежущим станком технологически и конструктивно оправданного уровня энергии, необходимого для соответствующего процесса резания, определяется уровнем развития преобразователей энергии, применяемых в металлорежущих станках наряду с другими составляющими, формирующими точность обработки. В идеальном случае,

Таблица 2

Удельная энергоемкость видов разрушения при резании

Типоразмер съема стружки		Вид разрушения		Дефект	Удельная энергоемкость, Дж/м^3
Вид	Диапазон, м	Хрупкое	Сдвигом		
Атомарный	$10^{-9}\div10^{-7}$	Атомарная трещина	Атомарное смещение	Точечный	$10^3\div10^4$
Субкристаллический	$10^{-7}\div10^{-5}$	Микротрещина	Скольжение	Межкристаллический	$10^2\div10^3$
Мультикристаллический	$10^{-5}\div10^{-3}$	Хрупкая трещина	Деформация сдвига	Межзеренный	$10^1\div10^2$

когда обеспечивается необходимый размер срезаемого материала, можно говорить об ***энергетическом барьере уровня достигаемой точности*** и соответствующем пределе достижимой точности обработки.

Кроме того, для более полного и всестороннего представления об эволюции изменения точности обработки рассмотрим ее в контексте представлений об эволюции развития техники (рис. 7) и технологических укладов (рис. 8) согласно циклам Н. Д. Кондратьева на протяжении обозримого исторического периода.

Развитие технического объекта по известной и широко применяемой схеме, так называемой S-образной кривой (рис. 7, поз. *1*, *2*), происходит до уровня предельных возможностей развития для физического принципа действия, который реализует рассматриваемый технический объект. В настоящее время считается [21], что мировая экономика в своем развитии прошла пять технологических укладов (ТУ) и приближается к шестому: 1-й ТУ — 1770—1830 гг., ядро уклада — текстильная промышленность; 2-й ТУ — 1830—1880 гг., ядро уклада — паровое судоходство, добыча угля, развитие железнодорожного транспорта; 3-й ТУ — 1880—1930 гг., ядро уклада — черная металлургия, железные дороги, кораблестроение, производство взрывчатых веществ; 4-й ТУ — 1930—1970 гг., ядро уклада — автомобилестроение, самолетостроение, нефтехимия; 5-й ТУ — с 1970 г. до настоящего времени, ядро уклада — электронная промышленность, вычислительная техника, оптико-волоконная техника, программное обеспечение, телекоммуникации. 6-й ТУ будет основываться на биотехнологиях, нанотехнологиях, робототехнике, технологиях виртуальной реальности и др.

Таким образом, эволюция развития достижимой точности и технологического оборудования, в частности металлорежущих станков, обусловлена в первую очередь требованиями, потребностями и направлениями развития общества, в частности промышленности. Это определяло и необходимый уровень развития техники, требования к ее деталям, узлам, механизмам, устройствам и системам, потенциал технологии и процессов, используемые физические принципы и явления, уровень их совершенства и др. С учетом изложенного, представляется возможным процесс (эволюцию) изменения достижимой точности иллюстрировать рис. 9.

Очевидно, что высокие требования к параметрам точности обрабатываемых на станках изделий обусловливают необходимость постоянного увеличения точности самих металлорежущих станков. В течение многих десятилетий инженерами и специалистами постоянно ведутся работы по достижению требуемых параметров точности станков при проектировании, производстве и промышленной эксплуатации.

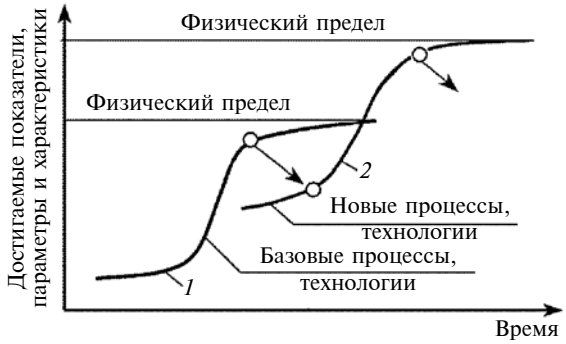


Рис. 7. Схема развития техники

Рис. 8. Схема технологических укладов:
---- — начало развития технологии; ▬▬ — период широкого распространения; ——— — конец фазы быстрого роста

Как следует из представленных на рис. 9 кривых изменения достижимых погрешностей обработки изделий при нормальных (*1*), прецизионных (*2*), высокопрецизионных (*3*) и ультрапрецизионных (*4*) видах обработки, скорость уменьшения погрешностей обработки (т.е. повышения точности) практически одинакова, а значения погрешности отличаются на порядок и, следовательно, точность самих металлорежущих станков должна как минимум соответствовать уровню достижимой погрешности. Непосредственная оценка характеристик точности станка дает возможность проводить качественное и количественное определение влияния различных конструктивных, технологических и иных факторов на точность обрабатываемых изделий и создает все необходимые предпосылки для разработки средств и методов управления точностью станка при его проектировании, изготовлении и эксплуатации.

Различные подходы к методам оценки и контроля качества металлорежущих станков, разнообразие терминологических понятий и характеристик, несоответствие предпочтительности способов оценки станков их потребителями и изготовителями обусловлены широким спектром представлений о выходных параметрах точности станков, которые предполагаются понимаемыми всеми одинаково,

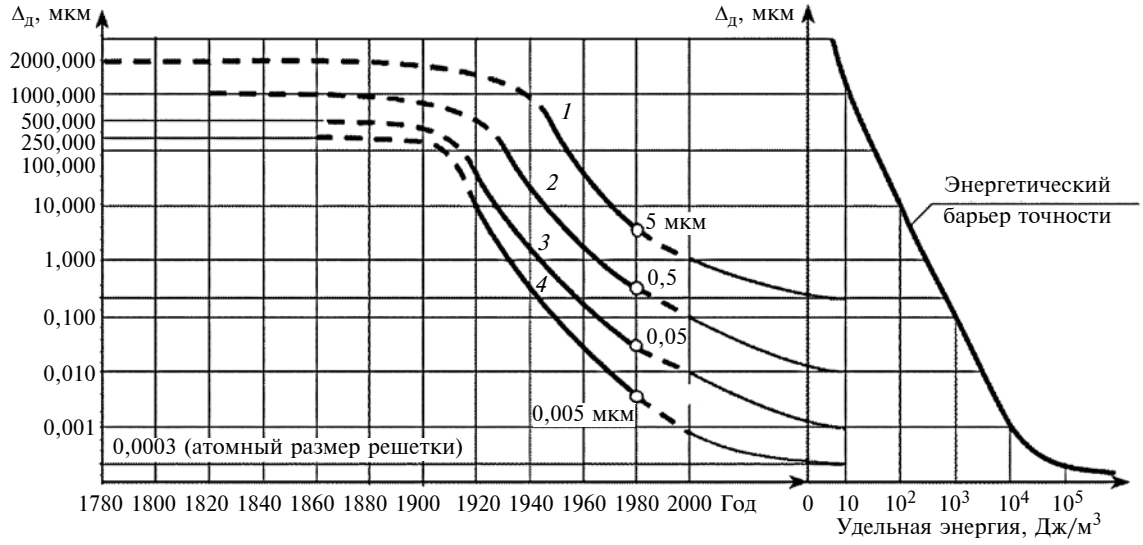


Рис. 9. Эволюция достижимой точности обработки:
1 — традиционной (стандартной, ординарной); *2* — прецизионной; *3* — высокопрецизионной; *4* — ультрапрецизионной; $\Delta_д$ — достижимая погрешность обработки

допускают аналогичное толкование и несут одну и ту же смысловую нагрузку.

Очевидно, что одни и те же выходные параметры не могут одновременно объективно характеризовать точность и качество станка как элемента технологической системы и всю технологическую систему, выходные параметры которой формируются совокупностью всех ее элементов, каждый из которых вносит свой вклад и имеет свою долю влияния на параметры и свойства изделия — достижимую точность обработки.

Поэтому необходимо также рассмотреть эволюцию методов оценки точности металлорежущих станков, ее структуру, взаимосвязи и модели, которые объясняют закономерности формирования, достижения и обеспечения требуемой точности, исходя из потенциала точности физических методов обработки, реализуемого металлорежущими станками и удовлетворяющего требования потребителей станков.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Соколовский А. П.** Расчеты точности обработки на металлорежущих станках. М.-Л.: ГНТИ машиностроительной литературы, 1952. 288 с.
2. **Решетов Д. Н., Портман В. Т.** Точность металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1986. 336 с.
3. **Lamikiz A., Lopez de Lacalle L. N., Celaya A.** Machine Tools for High Performance Machining. London: Springer — Verlag London Limited, 2009. 442 p.
4. **Slocum A. H.** Precision machine design. New Jersey: Prentice—Hall Inc., 1992. 750 p.
5. **Бруевич Н. Г., Правоторова Е. А., Сергеев В. И.** Основы теории точности механизмов. М.: Наука, 1988. 238 с.
6. **Бруевич Н. Г.** О точности механизмов. М.—Л.: Изд-во АН СССР, 1941. 52 с.
7. **Бруевич Н. Г., Сергеев В. И.** Основы нелинейной теории точности и надежности устройств. М.: Наука, 1976. 136 с.
8. **Mekid S.** Introduction to precision machine design and error assessment. CRC Press Taylor & Francis Group, 2009. 330 p.
9. **Dornfeld D., Lee D.-E.** Precision Manufacturing. Springer Science + Business Media LLC. 2008. 775 p.
10. **Venkatesh V. C., Izman S.** Precision engineering. Mc Grow Hill, 2007. 414 p.
11. **Кузнецов А. П.** Структуры процессов и оборудования для обработки резанием. Часть 2. Структуры технологических процессов и их классификация // Вестник машиностроения. 2015. № 3. С. 65—76.
12. **Кузнецов А. П., Ткачева О. Н.** Современные системы автоматизированного проектирования технологических процессов в машиностроении. М.: НИИмаш, 1984. 72 с.
13. **Кузнецов А. П.** Методы оценки и контроля качества металлорежущих станков. М.: ВНИИТЭМР, 1985. 68 с.
14. **Кузнецов А. П.** Тепловое поведение и точность металлорежущих станков. М.: Янус-К, 2011. 256 с.
15. **Taniguchi N.** Current Status in, and Future Trends of, Ultraprecision Machining and Ultrafine Materials Processing // CIRP Annals — Manufacturing Technology. 1983. V. 32, Iss. 2. P. 573—582.
16. **CIRP Encyclopedia** of Production Engineering. Springer—Verlag Heidelberg: Berlin, 2014. 1340 p.
17. **Jackson M. J.** Microfabrication and nanomanufacturing. Taylor & Francis Group, 2006. 388 p.
18. **Кузнецов А. П.** Структуры процессов и оборудования для обработки резанием. Часть 3. Структуры процессов для обработки резанием // Вестник машиностроения. 2015. № 4. С. 76—87.
19. **Smith S. T., Chetwynd D. G.** Foundations of Ultraprecision Mechanism Design. Taylor & Francis Group, 2005. 320 p.
20. **Jackson M. J., Morrell J.** Machining with nanomaterials. Springer Science + Business Media, LLC, 2009. 368 p.
21. **Bernd X. Weis.** From ilea to innovation. A Handbook for Inventors, Decision Makers and Organizations. Springer-Verlag Berlin: Heidelberg, 2015. 262 p.

УДК. 621.752.3

Б. А. ГОРДЕЕВ, д-р техн. наук, С. Н. ОХУЛКОВ, канд. физ.-мат. наук, А. Е. ШОХИН, канд. техн. наук
(Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), e-mail: oxulkovs@mail.ru

Концепция построения испытательного стенда для магнитореологических демпферов ударных нагрузок[1]

Рассмотрены: проблема испытаний магнитореологических демпферов ударных нагрузок и повреждения гидроопор, возникающие при испытаниях на вибростенде по схеме вибростола. Проанализированы входные и выходные виброускорения испытуемых гидроопор при различных частотах возбуждения вибростенда. Предложен испытательный стенд с кривошипным механизмом для проведения испытаний магнитореологических демпферов ударных нагрузок.

Ключевые слова: испытательный стенд, магнитореологический демпфер, ударные нагрузки, кинематическая связь, кривошипный механизм, гидроопора.

The problem of testing of magnetorheologic dampers of impact loads and hydromount damaging, taking place at tests on vibrobench using vibration table scheme, are considered. The input and output vibration accelerations of the tested hydromounts at various frequencies of a vibrobench excitation are analyzed. The test bench with a crank mechanism for testing of magnetorheologic dampers of impact loads is suggested.

Keywords: test bench, magnetorheologic damper, impact loads, kinematic constraint, crank mechanism, hydromount.

Особенности повреждений гидроопор при испытаниях на вибростендах

При проведении стендовых испытаний гидроопор применяли вибростенд с центробежными электродинамическими вибраторами, которые вызывают колебания стола вибростенда *2* (рис. 1), на котором закрепляется гидроопора *1* с магнитореологическим трансформатором (МРТ), заполненная магнитореологической жидкостью (МРЖ) [1—3].

При проведении испытаний на вибростенде *2* подвергались модификации гидроопоры ОГ50, спроектированные под статическую нагрузку 50 кг [1, 4]. Гидроопору *1* нагружали квадратной стальной плитой *3* массой 50 кг, которую в исходном положении устанавливали по центру на гидроопору *1* (см. рис. 1, *а*). Амплитуды виброускорений стальной плиты *3* и вибростола вибростенда *2* измеряли с помощью вибродатчиков *4* измерителя общей и локальной вибрации ОКТАВА-110В/101ВМ [5].

В исходном состоянии, при невключенном вибростенде положение груза — плиты *3*, действующего на гидроопору *1*, было устойчивым: плита не смещалась в трех взаимно перпендикулярных направлениях *x*, *y*, *z*, не наклонялась и не поворачивалась ни вправо, ни влево.

При проведении виброиспытаний опытных гидроопор на вибростенде наблюдались изменения положения нагрузочной плиты *3*, закрепленной на гидроопоре *1*: правые наклоны вниз и повороты плиты вправо (рис. 1, *б*) и левые наклоны вниз и повороты плиты *3* влево (рис. 1, *в*). Нагрузочная плита *3* гидроопоры *1* совершала колебания относительно центральной точки закрепления с частотой механических колебаний, возбуждаемых вибростендом *2*.

Наибольшие колебания нагрузочной плиты гидроопоры наблюдались на частотах механических колебаний вибростенда 40÷45 Гц, а также на его резонансных частотах 5,5÷6,5 Гц (частотный диапазон работы центробежного вибростенда составляет 4÷60 Гц).

При работающем вибростенде *2* на вибростол действуют следующие динамические силы [2, 3], возбуждающие вибрацию корпуса вибростенда и вибростола, а также шум:

Силы	Источник силы
1. Механической природы:	
центробежная	Неуравновешенность ротора
кинематическая	Неровность поверхности
параметрическая	Флуктуации жесткости вала, подшипников и т.д.
трения	Узлы трения качения и скольжения
удары	Дефекты поверхностей трения

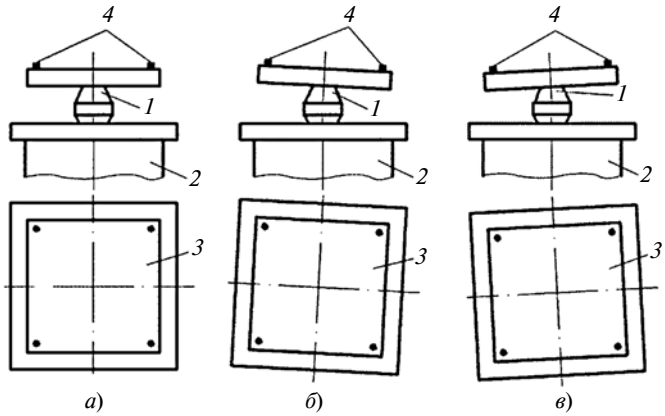


Рис. 1. Положения нагрузочной плиты *3*, закрепленной на гидроопоре *1* при виброиспытаниях на вибростенде *2*:
а — исходное; *б* — правый наклон вниз и поворот вправо; *в* — левый наклон вниз и поворот влево

[1] Исследование выполнено при поддержке грантом Российского научного фонда (проект № 15-19-10026).

2. Электромагнитной природы:

магнитные	Флуктуации воздушных зазоров в магнитопроводе
электродинамические	Переменные составляющие тока и потока
магнитострикционные	Эффект магнитострикции в магнитопроводе

Динамические силы — источник не только шума и вибраций, но и дефектов, которые изменяют свойства гидроопор *1* и, соответственно, ведут к перегрузкам, вызывающим в них собственные колебания, приводящие к разрушению составных частей (деталей и элементов). При самых больших перегрузках, вызванных механическими колебаниями центробежного вибростенда *2*, динамические характеристики гидроопор *1* изменяются, гидроопоры разрушаются и выходят из строя [1, 4].

После проведенных испытаний опытные гидроопоры подвергали визуальному осмотру, определяя их внешние повреждения. При разрушениях гидроопор определяли также их внутренние повреждения (рис. 2).

Анализ испытаний гидроопор на центробежном вибростенде показал, что их испытания на ударные воздействия на этом стенде проводить нельзя.

Кроме того, при проведении виброиспытаний возникает проблема нагружения установленной на вибростенд одиночной гидроопоры, так как при увеличении нагрузки на гидроопору в виде квадратной стальной плиты ее геометрические размеры увеличиваются, что при виброиспытаниях увеличивает колебания нагрузочной стальной плиты относительно центральной точки закрепления с частотой возбуждаемых колебаний (см. рис. 1, *б*, *в*). Поэтому для ударных испытаний гидроопор с МРТ необходима разработка новой испытательной установки.

В подтверждение этого вывода были проведены экспериментальные исследования динамических амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) гидроопор ОГ-50 на центробежном вибростенде ЭВ-342. Каждая гидроопора рассчитана на статическую нагрузку 50 кг.

На центробежном вибростенде ЭВ-342 создавали периодическую вибрацию, имитирующую транспортную тряску. Фотография четырех гидроопор ОГ-50 под нагрузкой в 108 кг на платформе вибростенда приведена на рис. 3. Источник колебаний платформы — два электромеханических вибратора ИВ-98Б, которые возбуждают широкополосную низкочастотную вибрацию [2, 3].

Особенность низкочастотной вибрации состоит в том, что она слабо затухает в пространстве и, следовательно, в точку установки вибродатчика доходит вибрационное поле от всех узлов вибростенда. В результате в контрольной точке вибростола или в контрольной точке нагрузки виброизоляторов проявляется широкополосная низкочастотная случайная вибрация, которая характеризуется большим количеством гармонических составляющих в области низких частот [2, 3].

При снятии динамических АЧХ гидроопор ОГ-50 применяли измеритель общей и локальной вибрации ОКТАВА-110В/101ВМ [5], предназначенный для измерения среднеквадратичных, эквивалентных и пиковых уровней виброускорения, а также октавных и третьоктавных уровней виброускорения, измеренных в децибелах, низкочастотной широкополосной вибрации.

На рис. 4, *а—в* представлены характерные амплитудные спектры входных и выходных виброускорений гидроопор ОГ-50 в линейных единицах ускорений (м/с^2) на частотах возбуждения вибростенда $f = 10$; 25; 35; 40 Гц. Как видно из рис. 4, *а—в*, гидроопоры с увеличением частоты f возбуждения вибростенда теряют свои демпфирующие свойства.

Виброускорения в линейных единицах получены из соответствующих уровней по формулам, которые взяты из руководства по применению измерителя общей и локальной вибрации ОКТАВА-110В/101ВМ [5]. Соответствующие формулы для уровней определяют взаимосвязи между уровнями

а) *б*) *в*) *г*)

Рис. 2. Поломки гидроопор при виброиспытаниях на вибростенде:
а, *б* — разрыв обечайки; *в* — разрыв мембраны; *г* — разрушение и отрыв поддона

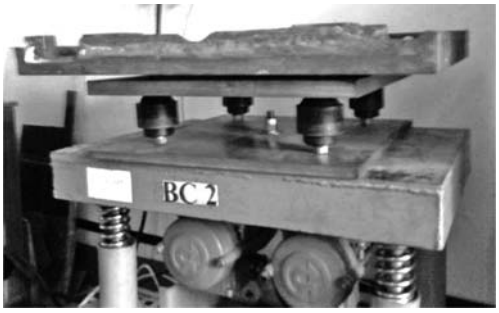


Рис. 3. Фотография четырех гидроопор ОГ-50 под нагрузкой массой в 108 кг на вибростенде ЭВ-342

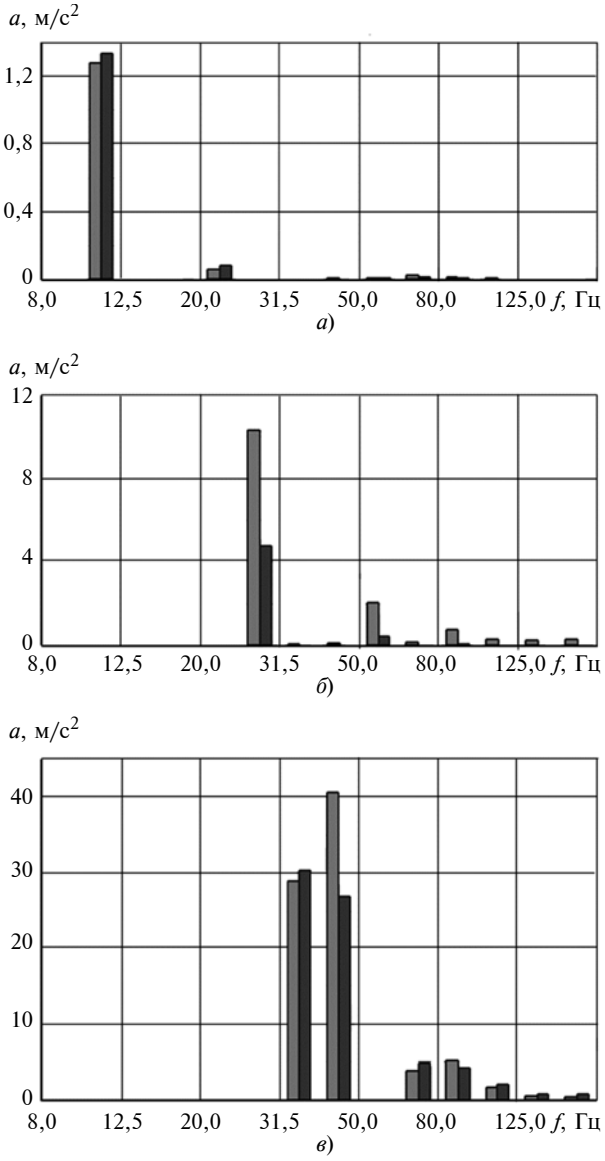


Рис. 4. Амплитудные спектры входных (■) и выходных (□) линейных виброускорений *a* гидроопор ОГ-50 на частотах возбуждения вибростенда *f* = 10 (*а*), 25 (*б*), 40 Гц (*в*)

виброускорения a (дБ), скорости v (дБ) и перемещения S (дБ):

$$L_a = L_v + 20\lg(f) - 10;$$

$$L_v = L_S + 20\lg(f) - 60;$$

$$L_S = L_a + 20\lg(f) + 70.$$

Виброускорение, скорость и перемещения в линейных единицах могут быть получены из соответствующих уровней по формулам [5]:

$$a = 10^{\frac{(L_a - 120)}{20}}, \text{ м/с}^2;$$

$$v = 10^{\frac{(L_v - 146)}{20}}, \text{ м/с};$$

$$S = 10^{\frac{(L_s - 222)}{20}}, \text{ м}.$$

Амплитудно-частотные спектры виброускорений, полученные после обработки вибросигналов от акселерометров при проведении замеров вибрационного воздействия на гидроопоры, выявляют преобладающие частоты колебаний в спектре вибрационного воздействия и уровни виброускорений.

Анализ виброускорений показал, что для нагрузки в 108 кг, закрепленной на четырех гидроопорах на вибростенде, уровень виброускорений может достигать 40 м/с^2 и более на частотах вибросигналов от 25 до 40 Гц [1, 6]. При таком уровне виброускорений возможны перегрузки гидроопор и выход их из строя. При этом ускорение груза при перегрузках гидроопор может достигать (4÷5) g, что недопустимо, так как данные виброускорения имитируют ударные нагрузки [1, 6].

Вибрационное воздействие определяется, как правило, амплитудой ускорения и диапазоном частот для этого ускорения, в то время как ударное воздействие помимо амплитуды ускорения определяется еще и длительностью ударного импульса [2—4].

ГОСТ Р 53190—2008 регламентирует воздействие на аппаратуру переходных процессов сложной формы [6]. В США стандарты устанавливают механический удар как виброудар с амплитудой 75 g длительностью 8÷13 мс и переходной частотой 80 Гц (MIL-STD-810G Environmental Engineering Considerations And Laboratory Tests) [7].

Проведенные вибрационные испытания четырех гидроопор ОГ-50 под нагрузкой в 108 кг на центробежном вибростенде ЭВ-342 подтвердили правильность принятого решения. Для ударных испытаний гидроопор с МРТ нужна новая ударная испытательная установка.

Упрощенная кинематическая схема ударных испытаний гидроопоры с одноканальным индукционным МРТ с кривошипным механизмом

Для продолжения экспериментов по действию ударных импульсов на гидроопоры с МРТ на рис. 5 представлена упрощенная схема экспериментальной установки с кривошипным механизмом [8].

На рис. 5 штрихпунктирными линиями показано исходное крайнее верхнее положение (к.в.п.) ползуна *3* с верхним латунным ударником *4*, сплошными линиями — его крайнее нижнее положение (к.н.п.) в момент удара по обечайке гидроопоры *6* с одноканальным индукционным МРТ.

Верхний ударник *4* выбран латунным по следующим причинам:

удобство механической обработки;

стойкость к ударным нагрузкам в данных экспериментах;

не влияет на магнитное поле МРТ.

При вращении кривошипа *1* шатун *2* совершает возвратно-поступательное перемещение с ползу-

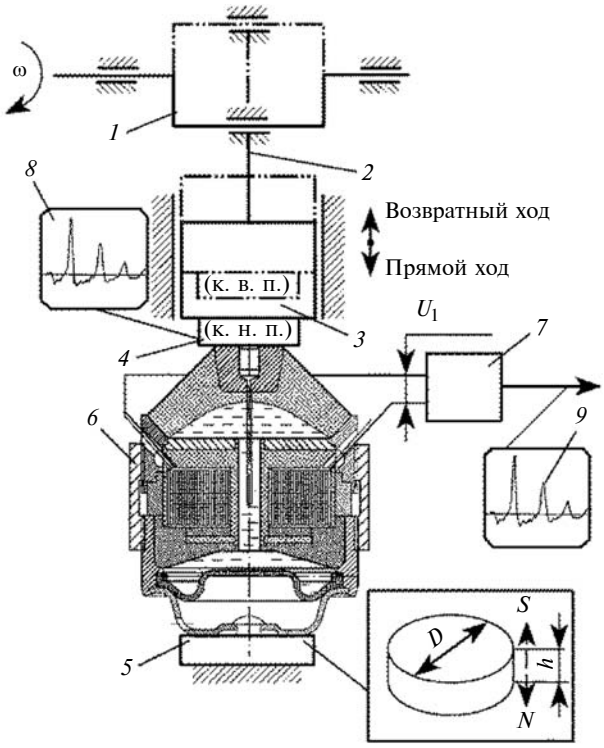


Рис. 5. Упрощенная кинематическая схема ударных испытаний гидроопоры с одноканальным индукционным МРТ и кривошипным механизмом в момент механического удара:

1 — кривошип; *2* — шатун; *3* — ползун; *4* — верхний латунный ударник; *5* — магнитный стол-платформа; *6* — гидроопора с МРТ; *7* — электронный усилитель; *8* — индикатор механического удара; *9* — электрический сигнал; U_1 — разность потенциалов на выходных зажимах соленоида

ном *3* и верхним ударником *4*, нанося удар по гидроопоре с одноканальным индукционным МРТ *6*, расположенным на магнитном столе *5* [9, 10].

При механическом ударе по опорной плате резинометаллической обечайки гидроопоры с МРТ *6* происходит ее деформация. В гидроопоре с МРТ *6* объемы рабочей камеры, разделенные перегородкой с катушкой соленоида, уменьшаются. Течение рабочей МРЖ в дроссельном канале, проходящем в центральной части катушки соленоида гидроопоры с МРТ *6*, возрастает.

Во внешнем постоянном магнитном поле магнитного стола *5* в результате удара верхнего латунного ударника *4* ползуна *3* в дроссельном канале МРТ *6* возникает движение МРЖ [11—15]. В соленоиде МРТ наводятся электрические токи и на выходных зажимах соленоида создается разность потенциалов U_1., которая затем усиливается электронным усилителем *7*. Усиленный электрический сигнал *9* подается на регистрирующее устройство (на рис. 5 не показано).

Кривошипно-ползунный механизм ударной установки предназначен для приведения в движение рабочего органа — ползуна *3* со скоростью, необходимой для создания удара по резинометаллической обечайке гидроопоры с МРТ *6*. При взаимодействии латунного ударника *4* с обечайкой гидроопоры последняя деформируется [7].

В результате проведенных исследований гидроопор с МРТ на вибрационные и ударные нагрузки установлено, что амплитудные спектры выходных линейных виброускорений превышают их допустимые значения. Это может привести к разрушению исследуемых объектов. Для проведения дальнейших исследований гидроопор с МРТ на ударные нагрузки целесообразно использовать кривошипно-шатунный механизм [7].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гордеев Б. А., Тумаков С. Ф., Бугайский В. В.** Экспериментальные исследования характеристик гидроопор на вибростендах // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2006. № 5. С. 84—87.
2. **Кузнецов А. А.** Вибрационные испытания элементов и устройств автоматики. М.: Энергия, 1976. 120 с. (Б-ка по автоматике. Вып. № 553).
3. **Автоматическое** управление вибрационными испытаниями / А. Г. Гетманов, П. И. Дехтяренко, Б. Ю. Мандровский-Соколов и др. Под ред. А. А. Кузнецова. М.: Энергия, 1978. 112 с. (Б-ка по автоматике. Вып. № 579).
4. **Системы** виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред / Б. А. Гордеев, В. И. Ерофеев, А. В. Синев, О. О. Мугин // М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. 175 с.
5. **РЭ 4277-002-76596538—05.** Измеритель общей и локальной вибрации портативный ОКТАВА-110В/101ВМ: Руководство по эксплуатации / ГУППА "ОКТАВА-ЭЛЕКТРОНДШАЙН" М.: ООО "ПКФ Цифровые приборы", 2006. 28 с.
6. **ГОСТ Р 53190—2008.** "Испытания на удар с воспроизведением ударного спектра". М.: Стандартинформ, 2009. 23 с.
7. **Щербакова О. В., Романченко М. К.** Перспективные направления в виброизоляции // Речной транспорт (XXI век). 2010. № 1 (43). С. 77.
8. **Явтушенко О. В.** Проектирование и расчет кривошипных прессов. Запорожье: ЗНТУ, 2008. 301 с.
9. **Михайлин С. В., Лапшин Ю. А., Тыричев П. А.** Высокоэффективные магнитопласты // Электротехника. 1996. № 11. С. 16—18.
10. **Михайлин С. В., Житковский В. Д.** Постоянные магниты из магнитопластов // Справочник. 1999. № 9 (30). С. 8, 9.
11. **Применение** магнитореологических жидкостей в машиностроении / Б. А. Гордеев, С. Н. Охулков, А. С. Плехов, П. А. Злобин // Приволжский научный журнал. 2014. № 4. С. 29—42.
12. **К вопросу** создания цилиндрического магнитореологического трансформатора в ортогональных магнитных полях / Б. А. Гордеев, Г. В. Маслов, С. Н. Охулков, А. Н. Осмехин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2014. № 2. С. 15—21.
13. **Течение** и релаксация магнитореологической жидкости в дроссельных каналах гидроопор / Б. А. Гордеев, С. Н. Охулков, А. С. Плехов и др. // Вестник машиностроения. 2015. № 7. С. 59—63.
14. **Магнитореологический** демпфер с поршневой магнитной системой / Ю. Б. Казаков, Н. А. Морозов, С. А. Нестеров // Иваново: Вестник ИГЭУ. 2012. Вып. 6. С. 1—6.
15. **Рандин Д. Г.** Исследование динамических характеристик управляемого демпфера // Вестник Самарского государственного технического университета. 2013. № 2 (38). С. 64—70.

УДК 67.05 + 66.041

А. И. НИЖЕГОРОДОВ, д-р техн. наук (Иркутский национальный исследовательский технический университет), e-mail: nastromo_irkutsk@mail.ru

Новая концепция энерготехнологических агрегатов для обжига минерального сырья с вибрационной подачей материала

Показано, что дальнейшее совершенствование электрических модульно-спусковых печей для обжига вермикулитовых, сунгулит-вермикулитовых конгломератов и другого минерального сырья ограничено самим принципом их действия. Предложена альтернативная концепция энерготехнологических агрегатов для обжига минерального сырья с вибрационной подачей материала, способная обеспечить более высокие энергетические показатели.

Ключевые слова: обжиг, термоактивация минералов, удельная энергоемкость, КПД печи, структурная трансформация, новая концепция энерготехнологического агрегата, вибрационная подача материала.

It is shown, that further improvement of electric modular-trigger furnaces for burning of vermiculite, sungulite-vermiculite conglomerates and other mineral raw is limited by their principle of operation. The alternative concept of energotechnological aggregates for burning of mineral raw with vibration-actuated material feed, allowing to assure higher energy indicators, is suggested.

Keywords: burning, thermoactivation of minerals, unit energy intensity, furnace efficiency, structural transformation, new concept of energotechnological aggregate, vibration-actuated material feed.

Электрические модульно-спусковые печи для обжига и термоактивации вермикулитовых концентратов, вермикулито-песочных и сунгулит-вермикулитовых конгломератов, серпентиновых минералов и других минеральных ресурсов природного и техногенного происхождения, даже снабженные системой рекуперации тепловой энергии, по самому оптимистичному прогнозу, сделанному в работе [1], не могут обладать КПД более 50 % и удельной энергоемкостью процесса менее 150÷160 мДж/м^3. Эти показатели являются предельными для электрических модульно-спусковых печей.

Их главный недостаток заложен в принципе действия и поэтому непреодолим: поток сыпучей среды по наклонным модулям движется под воздействием сил тяжести равноускоренно. В верхней части модулей средний шаг δ между зернами равен диаметру D зерна, а зазор между ними равен нулю. На выходе из модуля шаг значительно возрастает и тепловое поле, формируемое здесь нагревательными элементами, испускает лучистую энергию по большей части в пространство обжига, нагревая воздух, основания, стенки и термокрышки модулей. Очевидно, что возможность управления движением такого потока отсутствует.

Итак, концепция электрических модульно-спусковых печей исчерпала возможности своей эволюции, и потребовалось принципиально новое решение, позволяющее управлять скоростью движения, а следовательно, временем обжига и его температурным режимом (рис. 1).

Если принять как модель, что поток сыпучего материала обладает регулярной структурой, то исходя из опытных данных можно рассчитать среднее значение шага δ между зернами (частицами) сырьевого конгломерата.

На рис. 2 для примера показана схема распределения зерен вермикулита на наклонной поверхности модуля обжига электрической модульно-спусковой печи. Очевидно, что в реальном потоке зерна по мере движения распределяются спонтанно, но в силу тяготения тенденция к увеличению среднего шага δ неизбежна.

Трехмодульная опытно-промышленная печь ([2], см. рис. 1, *а*), при постоянной времени (время обжига) $T_{\text{п.о}} = 2{,}84$ с и производительности по вспученному материалу $\Pi_V = 1{,}75$ м^3/ч, имела размеры основания модуля в плане: ширину $B = 0{,}96$ м; длину рабочего участка $l = 0{,}89$ м. Тогда в пересчете на вспученный материал можно определить суммарный объем всех зерен на трех модулях печи:

$$V_\Sigma = \frac{\Pi_V}{3600} T_{\text{п.о}}(1 - 0{,}365),$$

где 0,365 — примерное значение коэффициента пористости массива вспученного вермикулита [3].

Расчет суммарного объема дает значение $V_\Sigma = 876\ 600$ мм^3.

Объем одного вспученного зерна, полученного из концентрата Ковдорского месторождения КВК-4 при среднем диаметре 4 мм, равен 33,5 мм. Общее число зерен на основании всех модулей печи составит:

$$m = 876\ 600/33{,}5 = 26\ 167 \text{ шт.}$$

Несложно подсчитать, что на одном модуле будет располагаться 8722 зерна при среднем шаге δ = 10,7 мм с зазором 6,7 мм.

Организовать движение потока сырьевого конгломерата с постоянной скоростью и обеспечить при этом δ = D, когда зерна прилегают друг к другу и занимают всю поверхность (модель с учетом белых зерен, см. рис. 2), можно с помощью горизонтальной и/или немного наклонной виброплатфор-

мы, совершающей несимметричные колебания в собственной плоскости.

В этом случае площадь S, занимаемая зернами на поверхности виброплатформы размерами $B \times l$, составит:

$$S = \frac{\pi D^2}{4} m_1 m_2.$$

Число зерен по горизонтали $m_1 = B/D = 960/4 = 240$, по вертикали $m_2 = l/D = 890/4 = 222$ и площадь $S = 0{,}6667$ м^2.

Суммарная площадь s проекции зерен, распределенных на наклонном модуле (см. рис. 2, темные зерна), определится по формуле

$$s = \frac{\pi D^2}{4} 8722 = 0{,}109 \text{ м}^2,$$

а отношение указанных площадей $S/s = 6{,}1$.

Такая значительная разница в площадях вовсе не указывает на возможность шестикратного снижения удельной энергоемкости обжига (термоактивации) упомянутых выше сырьевых конгломера-

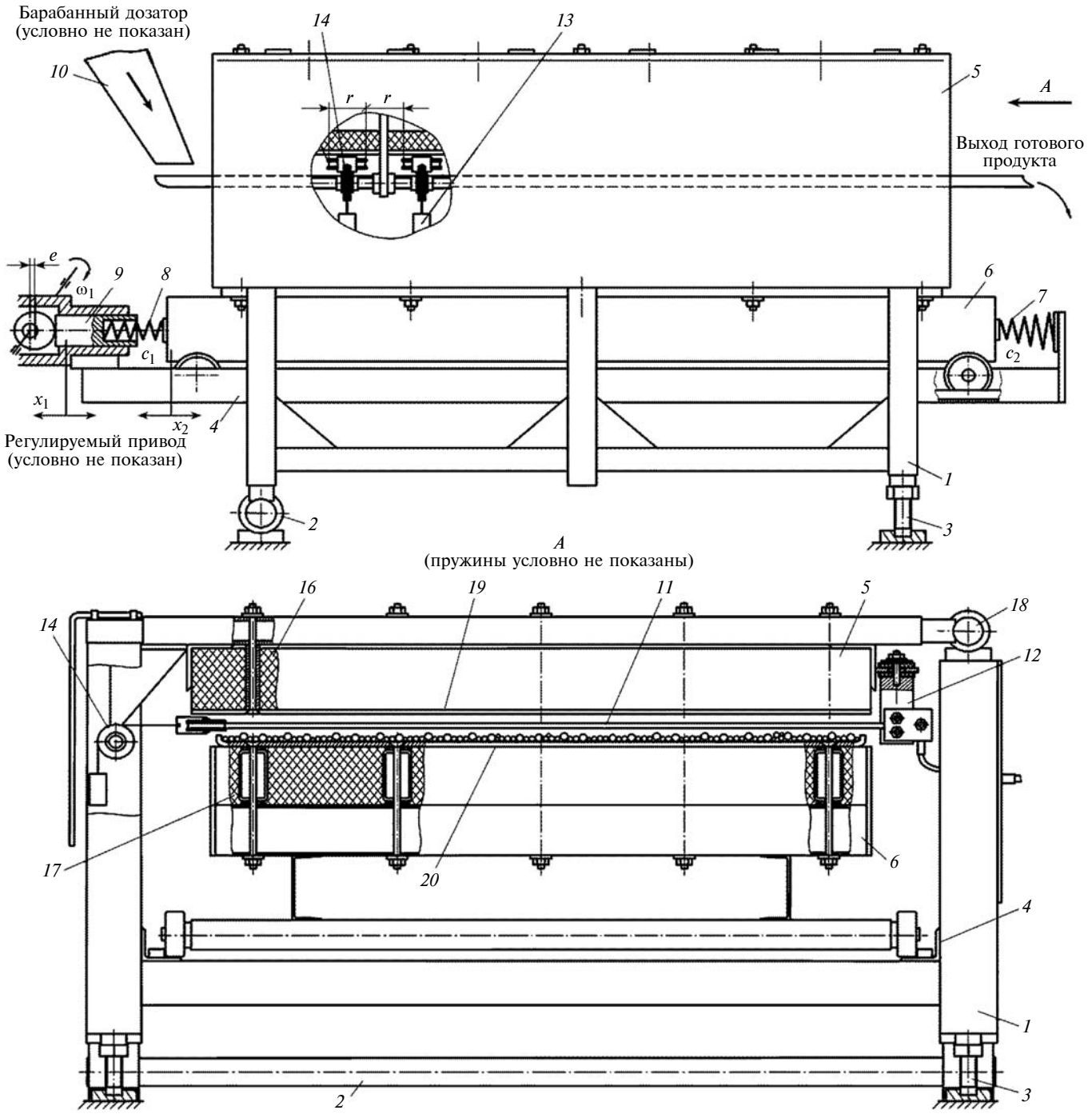


Рис. 1. Энерготехнологический агрегат для обжига и термоактивации минерального сырья с вибрационной подачей материала

тов: этот вопрос требует отдельного исследования процессов теплопереноса и теплоусвоения с учетом оптических свойств сыпучей среды. Однако можно утверждать, что тепловые потери в пространстве модуля обжига, происходящие при нагреве его внутренних поверхностей и воздуха, будут существенно уменьшены. Следовательно, можно предположить, что рост КПД энерготехнологического агрегата и снижение энергоемкости осуществляемого процесса будут существенными.

Несимметричным колебаниям, при которых максимальное абсолютное ускорение, направленное вправо, не равно максимальному абсолютному ускорению, направленному влево, соответствует условие [4]:

$$|\ddot{x}_{\text{п}}| > \frac{fG}{m} > |\ddot{x}_{\text{л}}|,$$

где f — действительный коэффициент трения (без отрыва от поверхности виброплатформы); G и m — вес и масса частицы, находящейся на виброплатформе. Если вибоплатформа имеет наклон в сторону вибрационного перемещения сыпучей среды, то дополнительно проявляется эффект псевдоожижения, уменьшающий среднее за цикл значение коэффициента трения f [4].

Изменяя наклон виброплатформы и интенсивность ее колебаний, можно достигнуть режима невозвратного движения частиц (или близкого к нему), когда за один цикл каждая частица продвигается только вправо (см. рис. 1) без обратного движения влево. При этом достигается максимальная средняя скорость потока сырьевого конгломерата.

Для вермикулита важно также исключить подпрыгивание вспучивающихся зерен или их поперечные движения. Во-первых, при этом может возникнуть неуправляемый транспортный эффект, при котором поток зерен получит тенденцию к смещению в одну из сторон с образованием скученности материала. Во-вторых, чем меньше подпрыгивают и трутся зерна, тем меньше они ломаются и истираются с образованием чешуйчатых и мелкодисперсных частиц.

На рис. 1 показан новый энерготехнологический агрегат. Здесь подача материала на термообработку осуществляется с помощью управляемой вибрационной платформы, а движение потока сыпучей среды происходит так, что шаг δ зерен остается примерно равным их среднему диаметру D. Поэтому практически вся лучистая энергия теплового поля, формируемая нагревателями модуля, излучается на обрабатываемый материал за исключением межзерновых пустот, где потоки энергии падают и на основание.

Агрегат содержит барабанный дозатор (на рис. 1 не показан), печь и вибрационную платформу для подачи материала с постоянной средней скоростью $v_{\text{ср}}$. Стол *1* с одной стороны установлен на

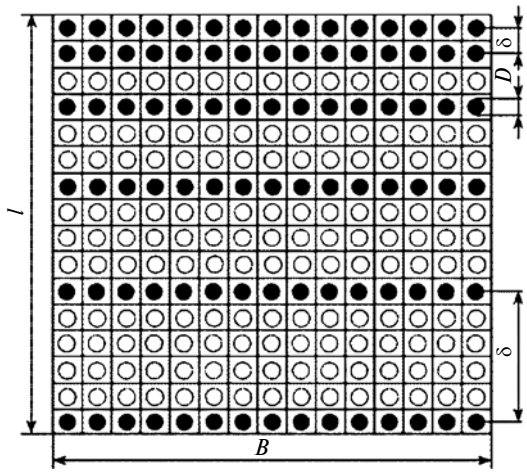


Рис. 2. Распределение зерен с условно регулярной структурой потока на наклонной поверхности модуля (темные зерна)

шарнире *2*, с другой — на регулировочных винтах *3*, обеспечивающих возможность изменения угла наклона направляющих *4* и модуля *5* обжига.

В направляющих на закрытых подшипниках установлена виброплатформа *6*, способная с частотой 8÷15 Гц совершать несимметричные колебания благодаря нелинейной "мягкой" характеристике рассматриваемой колебательной системы. Виброплатформа справа опирается на коническую возвратную пружину *7* (их может быть несколько), а слева — на цилиндрические пружины *8*, вставленные в полости плунжеров *9* (по две пружины и два плунжера). Возбуждение продольных колебаний по направляющим *4* производится синхронно двумя эксцентриками, установленными на одном валу, привод которого осуществляется небольшим асинхронным двигателем с частотным регулятором (на рис. 1 не показаны).

Благодаря несимметричным колебаниям сырьевой конгломерат, подаваемый дозатором по лотку *10*, перемещается по виброплатформе и попадает под высокотемпературное излучение, идущее от поверхности нагревателей *11*.

Последние закреплены на специальных крепежных головках *12* и соединены последовательно в три комплекта, каждый из которых подключен к своей фазе трехфазной сети. Постоянную натяжку нагревателей обеспечивают грузы *13* с блоками *14*.

Крышка модуля *5* и виброплатформа *6* термоизолированы, например, муллитокремнеземистым войлоком *16* и *17*, что минимизирует кондуктивный теплообмен через них. Для удобства доступа к нагревателям и виброплатформе крышка может поворачиваться вокруг шарнира *18* до горизонтального положения. Пластины *19* и *20* выполнены из отполированной жаростойкой стали, обладающей высокой отражательной способностью.

Рис. 3 дает более исчерпывающее представление об устройстве нагревательной системы модуля обжига печи. На крепежных головках *1* имеются за-

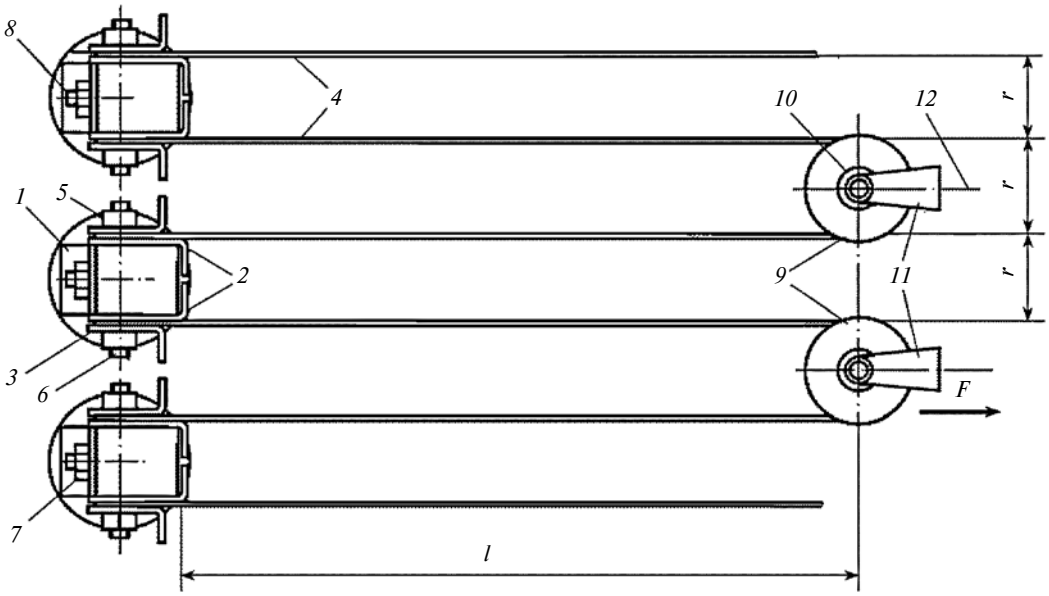


Рис. 3. Фрагмент нагревательной системы модуля обжига печи

гнутые Г-образные отражательные пластины *2* и *3*, осуществляющие защиту резьбовых соединений головки от теплового излучения и тем самым обеспечивающие уменьшение окислительного износа и повышение долговечности крепежных узлов в целом.

Между Г-образными пластинами *2* и *3* вставлены нагревательные элементы *4*. Надежность электрического контакта дополнительно обеспечивается специальной токопроводящей высокотемпературной смазкой.

Головки *1* имеют прямоугольные пазы, в которые вставлены шпильки *6* с квадратной центральной частью. Благодаря гайкам *7* и осевым шпилькам *8* осуществляется надежная затяжка шпилек *6* в крепежных головках, что позволяет ослаблять затяжку гаек *5* нагревателей *4* только с одной из сторон крепежной головки, чтобы не нарушать соединение с другой стороны.

Нихромовые полосовые нагреватели *4* с противоположной стороны удерживаются стальными блоками *9* с диаметрами, равными шагу *r* установки нагревателей. Блоки посажены на термостойкие керамические втулки *10*. Благодаря траверсам *11* и стальным канатикам *12*, соединенным с грузами (на рис. 3 не показаны), обеспечивается необходимое усилие *F*, при котором исключается провисание полос нагревателей при их вытягивании по длине *l* во время нагрева.

Дифференциальное уравнение, описывающее движение виброплатформы при массе *m*, суммарных жесткостях c_1 и c_2 цилиндрических и конических пружин, имеет вид:

$$m\frac{\mathrm{d}^2x_2}{\mathrm{d}t^2} + \alpha\frac{\mathrm{d}x_2}{\mathrm{d}t} + c_2x_2^2 = c_1(x_2 - x_1),$$

где α — коэффициент сопротивления, зависящий от скорости колебательного движения, кг/с.

Правая часть уравнения отражает силу упругости *F*, формируемую разностью перемещений виброплатформы (x_2) и плунжеров (x_1):

$$F = c_1(x_2 - x_1).$$

После преобразования исходного уравнения получим уравнение нелинейной колебательной системы с кинематическим возбуждением:

$$m\frac{\mathrm{d}^2x_2}{\mathrm{d}t^2} + \alpha\frac{\mathrm{d}x_2}{\mathrm{d}t} + c_2x_2^2 + c_1x_2 = c_1x_1.$$

Для такой колебательной системы характерна "мягкая" амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) [4], показанная на рис. 4, где $k_{дA}$ — коэффициент динамичности, определяемый по формуле

$$k_{дA} = A/A_{см}.$$

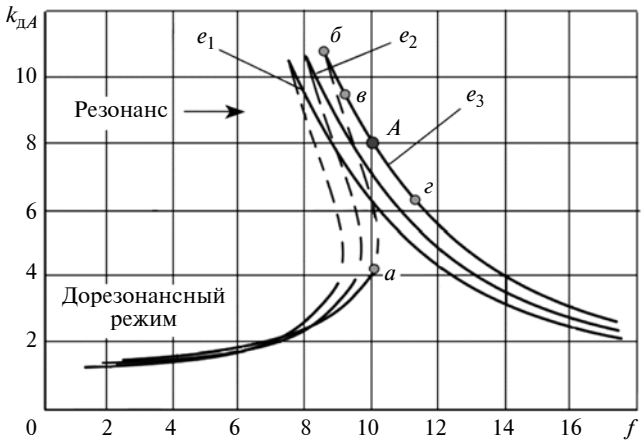


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика виброплатформы

Здесь A — текущее значение амплитуды при изменении частоты f; $A_{см}$ — амплитудное смещение виброплатформы при повороте эксцентриков на угол π.

Коэффициент динамичности показывает уровень усиления колебаний при входе системы в резонансный режим и позволяет судить о степени влияния сил сопротивления на систему.

При увеличении частоты возбуждения f до точки *а* происходит незначительное повышение амплитуды колебаний. В точке *а* происходит "скачок" в резонансный режим на участок АЧХ между точками *б* и *г*. Однако точка *б* является критической, так как в ней резонанс неустойчив и может произойти срыв колебательной системы в дорезонансный режим. Поэтому положение рабочей точки A при регулировании частоты возбуждения f должно находиться между точками *в* и *г*.

Управление виброускорением осуществляется изменением частоты возбуждения. Кроме того, возможно дополнительное регулирование при изменении эксцентриситета e.

Настройка колебаний виброплатформы в конечном итоге позволяет подобрать такой режим, при котором средняя скорость $v_{ср}$ движения сырьевого конгломерата будет иметь минимальную переменную составляющую, когда возвратного движения частиц практически нет и за один цикл каждая частица продвигается только вправо (см. рис. 1) без обратного движения влево. Окончательно добиться этого транспортного эффекта можно, изменяя угол наклона виброплатформы.

Работа виброплатформы вблизи резонансного режима целесообразна и с энергетической точки зрения. Привод будет восполнять потери от силы вязкого сопротивления:

$$F_{\alpha} = \alpha \mathrm{d}x_2/\mathrm{d}t,$$

а также от сил трения в подшипниках.

Новый энерготехнологический агрегат принципиально отличается от известных и хорошо изученных электрических модульно-спусковых печей. Эволюцию последних можно проследить по гистограмме (рис. 5): от трехмодульных печей к шестимодульным, затем к печам с последовательно-параллельным сопряжением модулей обжига (ППС-печи) и далее к последней модификации — печам с дополнительным "нулевым" неэлектрифицированным модулем, с поэтапным снижением удельной энергоемкости от 320 до 150 мДж/м^3.

В настоящее время в технопарке Иркутского национального исследовательского технического университета начато проектирование лабораторной установки для проведения комплекса экспериментальных исследований.

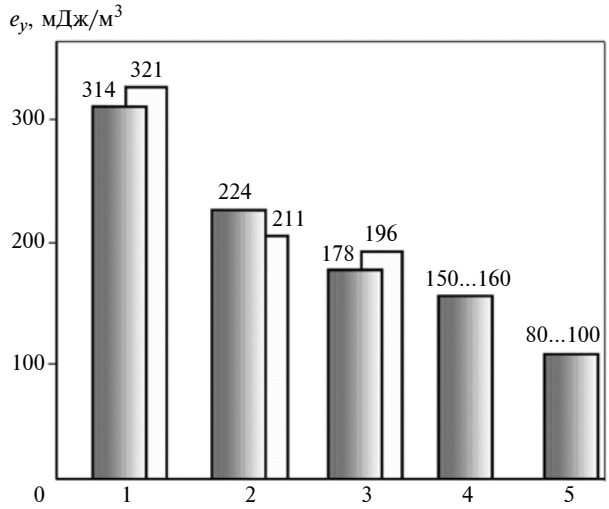


Рис. 5. Гистограмма удельной энергоемкости процесса обжига вермикулитовых концентратов в электрических печах:

1 — трехмодульной; 2 — шестимодульной; 3 — ППС-печи; 4 — трехмодульной печи с нулевым модулем; 5 — в новом энерготехнологическом агрегате (прогноз); ▬ — расчет; ▭ — эксперимент

Параллельно проводится аналитическое моделирование рабочих процессов:

управления движением сыпучих сред на виброплатформе энерготехнологического агрегата;

теплоусвоения компонентов сырьевых конгломератов и переноса теплового излучения на обрабатываемую среду с учетом ее оптических свойств;

установления энергетических соотношений при теплоусвоении активируемых минералов.

Возможность шестикратного увеличения однослойного массива термообрабатывамого материала, показанная выше, при примерно равных затратах потребляемой агрегатом электроэнергии позволяет прогнозировать по крайней мере двукратное снижение удельной энергоемкости (см. рис. 5). Но это требует подтверждения результатами исследований.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Нижегородов А. И.** Энергосберегающие модульно-спусковые печи с рекуперацией энергии для обжига и термоактивации минерального сырья // Вестник машиностроения. 2016. № 11. С. 3—7.
2. **Нижегородов А. И.** Создание и развитие концепции энерготехнологических агрегатов для обжига и термоактивации минерального сырья // Вестник машиностроения. 2016. № 10. С. 7—13.
3. **Подоляк Ф. С.** Вермикулит в строительстве: Обзор. М.: Стройиздат, 1966. 87 с.
4. **Вибрации** в технике: Справочник. / Под. общ. ред. В. Н. Челомея. В 6 т. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под. ред. Э. Э. Лавендела. М.: Машиностроение, 1981. 509 с.

УДК 621.83.062.1.

А. А. БЛАГОНРАВОВ, д-р техн. наук, заслуженный деятель науки и техники РФ, А. А.ЮРКЕВИЧ (Курганский ГУ),
А. В. ЮРКЕВИЧ, канд. техн. наук (Институт машиноведения УрО РАН), e-mail: urkeva@mail.ru

Автоматическое регулирование механической бесступенчатой передачи с внутренней силовой функцией[1]

Рассмотрены возможные варианты механических бесступенчатых передач с колебательным движением внутренних звеньев и особенности их регулирования. На схемном уровне определена техника автоматического регулирования передачи с внутренней силовой функцией, зависящей от амплитуды колебаний внутренних звеньев.

Ключевые слова: вариатор, трансформатор, кинетический момент, силовая функция, гидравлический сервомотор.

The possible variants of mechanic stepless gears with vibration motion of internal links and features of their regulation are considered. On the circuit level the technique of automated regulation of the gear with internal force function, depending from vibration amplitude of internal links, is determined.

Keywords: variator, transformer, kinetic moment, force function, hydraulic servomotor.

Бесступенчатые передачи и возможности их регулирования. В монографии [1] достаточно подробно рассмотрены теория и техника автоматического регулирования бесступенчатых передач, но только не обладающих внутренней автоматичностью — способностью самопроизвольно изменять передаточное отношение при изменении внешней нагрузки. Передаточное отношение $i = n_2/n_1$, где n_1 и n_2 — частоты вращения ведущего и ведомого валов соответственно.

Не обладают внутренней автоматичностью фрикционные вариаторы. Первые конструкции таких передач появились еще в конце XIX века. Сегодня многие известные фирмы применяют значительно более совершенные конструкции [2]. Принципиальным недостатком фрикционных вариаторов является то, что нормальные силы P_N, создающие напряжения в контакте рабочих тел, во много раз превышают полезные тангенциальные силы P_τ, создающие передаваемый момент. Это определяется зависимостью $P_\tau = fP_N$, где f — расчетный коэффициент трения скольжения. При работе в масле $f \approx 0{,}05$. Таким образом, нормальные силы примерно в 20 раз больше полезных. Кроме того, в контакте рабочих тел только одна точка пятна (линии) контакта не имеет кинематического скольжения. При непосредственном контакте твердых тел вращения это происходит постоянно, при наличии промежуточного гибкого элемента — при изменении кривизны его траектории. Наличие трения скольжения при больших контактных напряжениях вызывает повышенное изнашивание и снижает КПД. Оба недостатка вызваны тем, что в таких передачах связи реализуются не между перемещениями звеньев, а между их скоростями. Они не могут быть проинтегрированы (неголономные) и сведены к геометрическим.

Еще одним серьезным недостатком фрикционных вариаторов является ограниченный диапазон изменения передаточного отношения. Как правило, он не больше, чем у пятискоростной коробки передач. Это не позволяет набирать скорость от нуля без специальных устройств (муфта сцепления или гидротрансформатор), в которых при трогании с места происходят определенные потери энергии. При движении с частыми остановками эти потери могут вызвать значительное увеличение расхода топлива.

Для того чтобы избавиться от указанных недостатков, еще в начале прошлого века стали применять бесступенчатые передачи с колебательным движением внутренних звеньев. Бесступенчато регулировать амплитуду колебаний промежуточных (внутренних) звеньев от нуля до максимальной (бесконечно большой диапазон) можно с помощью плоских, а не пространственных, как во фрикционных передачах, механизмов с геометрическими (голономными) связями, при которых передаваемый момент создается нормальными силами, а скольжение в контакте может отсутствовать. Затем колебания промежуточных звеньев преобразуются во вращение ведомого вала с помощью механизмов свободного хода (МСХ). Так появились бесступенчатые передачи с колебательным движением внутренних звеньев, позже названные импульсными [3].

В механизмах свободного хода (механических выпрямителях), работающих с использованием эффекта самоторможения, тоже могут быть большие отношения внутренних сил к полезным. Например, в роликовых МСХ это отношение достигает 16,35. Но в работе [4] были показаны экспериментально проверенные технические решения, позволяющие уменьшить это отношение в 10 раз.

Такие передачи могут иметь несколько кинематических цепей, работающих на ведомый вал па-

[1] Работа выполнена при поддержке грантом РФФИ 16-08-00717А.

раллельно, но со сдвигом по фазе. При этом возможны следующие четыре варианта.

Вариант 1: в передаче амплитуда колебаний внутренних звеньев строго определяется положением органа управления, а в кинематической цепи нет специально предусмотренных упругих звеньев. Такая передача не обладает внутренней автоматичностью и работает как импульсный вариатор.

Вариант 2: амплитуда колебаний тоже определяется положением органа управления, но в кинематической цепи есть специально предусмотренные упругие звенья, например торсионные валы. Такая передача обладает внутренней автоматичностью и работает как непрерывный многопоточный трансформатор. Этот новый вид передач предложен в работах [5, 6]. Особенности автоматического регулирования такой передачи рассмотрим в данной статье.

Вариант 3: амплитуда колебаний устанавливается самопроизвольно при динамическом равновесии сил сопротивления и инерционных сил, а в кинематической цепи нет упругих звеньев [7]. Такая передача обладает внутренней автоматичностью и работает как импульсный трансформатор.

Вариант 4: амплитуда колебаний устанавливается также, как в варианте 3, но в кинематической цепи есть упругие звенья [4]. Такая передача работает как непрерывный многопоточный трансформатор.

Передачи по вариантам 3 и 4 по существу являются инерционными и отличаются от однопоточных инерционных трансформаторов, рассмотренных в работе [8], тем, что они многопоточные и в варианте 4 могут быть непрерывными. Регулирование в таких передачах, как и в гидродинамическом трансформаторе, не предусмотрено. Передаваемый момент создается из-за изменения за цикл момента количества движения (кинетического момента), а его величина зависит от квадрата частоты вращения ведущего вала (вала двигателя). Поэтому независимое изменение указанной частоты и передаваемого момента, а именно это должно осуществляться при автоматическом регулировании, невозможно.

В передачах по варианту 4 при деформации упругих звеньев возникают силовые функции (потенциальная энергия упругой деформации), но они полностью определяются изменением кинетического момента и не могут регулироваться независимо от частоты. В работе [4] показано, что при такой передаче нагрузочные характеристики системы двигатель — трансформатор (зависимость нагружающего двигатель момента от частоты вращения его вала) зависят от реализуемого передаточного отношения и значительно отличаются от оптимальных как по расходу топлива, так и по использованию мощности.

В передаче по варианту 2 передаваемый момент создается из-за изменения за цикл силовой функции — суммарной потенциальной энергии деформации всех упругих звеньев. Она тоже зависит от реализуемого передаточного отношения, но не зависит от частоты вращения вала двигателя и может регулироваться с помощью перемещения органа управления, положение которого определяет амплитуду колебаний внутренних звеньев. Автоматическое регулирование такой передачи возможно, но оно значительно отличается от автоматического регулирования вариатора: здесь независимо изменяются частота n_1 вращения ведущего вала и амплитуда φ_0 колебаний внутренних звеньев, а у вариатора — частота n_1 вращения ведущего вала и передаточное отношение i передачи.

Задачи автоматического регулирования бесступенчатой передачи применительно к автотранспортному средству могут быть двух видов: обеспечение минимального расхода топлива в городском цикле (показатель 1.3 или 1.4 по ГОСТ 20 306—90) — экономичный режим; обеспечение минимального времени прохождения какой-либо трассы, например трассы ралли, — спортивный режим.

При регулировании вариатора эти режимы отличаются. При спортивном режиме приходится иметь определенный запас по частоте n_1 для того, чтобы при резком увеличении потребной силы тяги за время, необходимое для изменения i, уменьшение n_1 было в допустимых пределах. Это показано в работе [2] на примере закона регулирования вариатора Unomatic TR 155 FT.

При регулировании механического бесступенчатого трансформатора такой запас не нужен. При резком увеличении потребной силы тяги благодаря внутренней автоматичности трансформатора происходят самопроизвольное увеличение среднего за цикл угла закрутки торсионных валов и соответствующее уменьшение внутреннего передаточного отношения [5] при пока еще неизменном значении амплитуды колебаний ведущих концов этих торсионов. Это обстоятельство наряду с инерционными свойствами способствует стабилизации частоты вращения вала двигателя. Поэтому если автоматическое регулирование обеспечивает экономичный режим, то и при спортивном режиме движения условия минимально возможного расхода топлива при каждом значении используемой мощности будут выполняться.

Изложенное выше позволяет однозначно определить объект и задачу автоматического регулирования: объектом может быть только бесступенчатая передача по варианту 2, а задачей — обеспечение экономичного режима.

Техника автоматического регулирования бесступенчатых передач по варианту 2. В работе [9] было показано, что при движении в стандартном городском цикле автотранспортное средство (АТС) со

ступенчатой коробкой передач расходует топлива на 37 % больше, чем АТС с автоматически регулируемой бесступенчатой передачей, имеющей внутреннюю силовую функцию. При этом регулирование системы двигатель — трансформатор по мере увеличения потребной мощности осуществлялось так: сначала при достаточно малой частоте n_1 увеличивалась амплитуда φ_0 колебаний, что вызывало увеличение момента, нагружающего двигатель, до значения, соответствующего внешней характеристике. И только после этого развиваемую мощность повышали с помощью увеличения частоты n_1. Смысл такого регулирования заключается в том, чтобы максимально снизить механические потери в двигателе, которые пропорциональны частоте n_1. Оказалось, что такое регулирование совпадает с регулированием по экономичному режиму, приведенному в работе [2]. Но как технически осуществить такое регулирование трансформатора с внутренней силовой функцией в работе [9] показано не было. В данной статье рассмотрим этот вопрос на уровне схемных решений.

В транспортных средствах с гидромеханическими передачами, снабженными автоматикой, управление скоростью движения осуществляется с помощью двух педалей: педали акселератора и педали тормоза. При механическом трансформаторе управление должно быть тоже от двух педалей: педали ускорения и педали торможения. Управление торможением может представлять немалый интерес, но здесь рассматривать его не будем.

При управлении ускорением водитель, задавая ход h педали, устанавливает реализуемую интенсивность движения (скорость и ускорение). Выполняя функции звена обратной связи, он оценивает отличие полученной интенсивности от требуемой и увеличивает или уменьшает h. При этом независимой переменной (аргументом) является h, а функциями могут быть только две переменные: $n_1(h)$ и $\varphi_0(h)$. Автоматика же должна обеспечить получение функции $M_1(n_1)$, соответствующей экономичному режиму. Величины M_1 и φ_0 разные, но связанные между собой.

Момент M_1 с точностью до КПД определяется зависимостью $M_1 = iM_2$, где M_2 — момент на ведомом валу. В работах [4, 5] представлены зависимости $M_2(\varphi_0, i)$, полученные для случая гармонических колебаний. В передаче той или иной конструкции колебания могут отличаться от гармонических. Но точная аналитическая зависимость здесь не имеет значения. Важно, что она прямая: чем больше φ_0 при прочих равных условиях, к которым относится и регулируемая величина i, тем больше M_2 и больше M_1. Тогда величиной i можно было бы и не интересоваться. Но в работе [5] приведены линейные зависимости $\varphi_0(i)$, ограничивающие амплитуду колебаний по условиям допустимой нагрузки торсионных валов и по нагрузке двигателя. Поэтому величина i должна учитываться при регулировании $\varphi_0(h)$.

Получение функции $n_1(h)$ не требует силового регулятора — достаточно кинематической связи. Но для получения функции $\varphi_0(h)$ такой регулятор необходим. Силовой регулятор может быть гидро-, электро- и пневмомеханический. На наш взгляд, более целесообразно применять гидромеханический регулятор хотя бы потому, что в передаче все равно должен быть масляный насос с достаточными расходом и давлением.

В монографии [1] рассмотрены такие регуляторы и регуляторы-компенсаторы. Так как при изменении $\varphi_0(h)$ нужно еще учитывать ограничения, возникающие при изменении i, то следует применять регулятор-компенсатор, отличающийся от рассмотренных в работе [1] тем, что связь, накладываемая дополнительной переменной i, должна быть односторонней, по принципу "не больше".

В работе [9] изменение n_1 и φ_0 производится поочередно: сначала изменяется n_1 от частоты холостого хода до $n_1 = 1000$ мин$^{-1}$; затем изменяется φ_0 от нуля до $\varphi_0 = 0{,}3$; потом снова изменяется n_1 от 1000 мин$^{-1}$ до $n_{1\max}$ при $\varphi_0 = 0{,}3$. Такое изменение двух переменных возможно от одной педали, если ход h педали связан с поворотом двух профильных кулаков, перемещающих свои толкатели так, что их перемещения $h_1(h)$ и $h_2(h)$ будут выполнять заданную программу. Поэтому при регулировании в качестве независимых переменных будем использовать не h, а h_1 и h_2.

В кинематической схеме передачи, представленной в работе [5], амплитуда колебаний регулируется с помощью винтового механизма. Рычаг управления этого механизма должен перемещать регулятор при изменении управляющего перемещения h_1. Вместо винтового механизма можно использовать планетарный, как показано в работе [7]. Тогда регулятор должен перемещать одно из звеньев этого механизма. Потребное усилие в любом случае может быть значительным.

Если частота n_1 вращения вала двигателя регулируется с помощью изменения угла открытия дроссельной заслонки, то этот угол должен изменяться в зависимости от управляющего перемещения h_2 без использования силового регулятора.

На рис. 1 представлена принципиальная схема регулятора амплитуды φ_0 колебаний. Ее основу составляет схема гидравлического сервомотора с жесткой обратной связью, которая заключается в том, что любое управляющее перемещение дифференциального рычага *1* вызывает перемещение поршня *2*, восстанавливающее нейтральное положение золотника *3* [1]. В результате задаваемые водителем и получаемые на штоке *6* перемещения пропорциональны плечам дифференциального рычага.

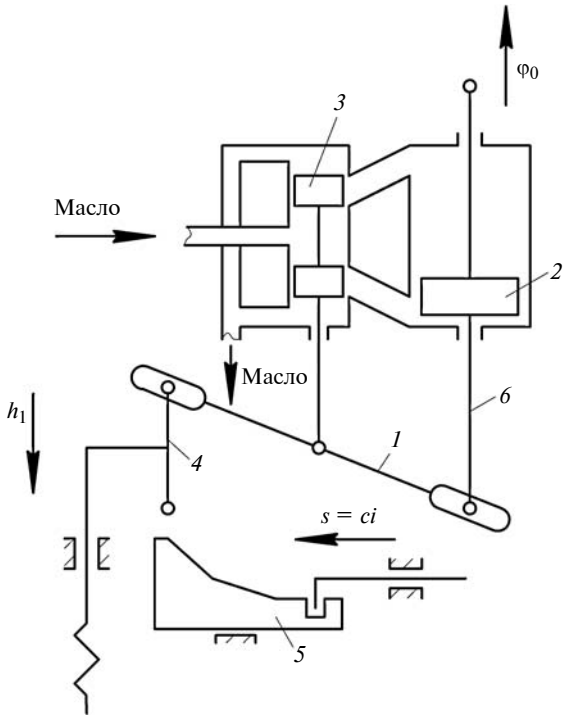


Рис. 1. Принципиальная схема регулирования амплитуды φ_0 колебаний внутренних звеньев:

1 — дифференциальный рычаг; *2* — поршень; *3* — золотник; *4* — тяга; *5* — упор; *6* — шток

Перемещение штока *6* сервомотора вверх увеличивает амплитуду φ_0. Такое перемещение происходит при перемещении левого конца дифференциального рычага *1* вниз под действием управляющего перемещения h_1 приводной тяги *4,* имеющей два конца. Один конец тяги соединен с дифференциальным рычагом *1*, а другой при определенной величине хода *h* педали управления упирается в подвижный упор *5*, горизонтальное перемещение *s* которого пропорционально реализуемому передаточному отношению *i*. Упор *5* имеет такой профиль, который требуется для обеспечения упомянутых выше ограничений φ_0 в зависимости от *i*. Для того чтобы перемещение упора могло уменьшать ход h_1 тяги, обеспечивая необходимые ограничения амплитуды φ_0 независимо от хода *h* педали управления, в этой тяге должна быть пружина растяжения с небольшой жесткостью. На рис.1 показано начальное положение элементов схемы при $h_1 = 0$, $\varphi_0 = 0$, $i = 0$.

Для того чтобы обеспечить перемещение *s* подвижного упора в зависимости от *i*, надо, во-первых, измерить *i*, а во-вторых, обеспечить соответствующее перемещение. И то и другое можно выполнить средствами электротехники. При этом проще обеспечить шаговый характер перемещений. Но шаг должен быть не слишком мал, чтобы при непрерывном изменении *i* во время движения машины не появилась высокая цикличность переключения шагового электродвигателя с прямого хода на обратный. При реализуемой упором *5* односторонней связи увеличение шага его перемещения ведет к недоиспользованию тяговых возможностей машины.

Те же задачи могут быть решены чисто механическим устройством (рис. 2). Его основу составляет лобовая фрикционная передача. Но это не силовая передача, а лишь небольшое кинематическое устройство. Плоский диск *1*, вал которого расположен на схеме вертикально, приводится во вращение с частотой k_1n_1. Ролик *2*, ось которого горизонтальна, соединен со своим валом *3* с помощью резьбы так, что ролик является гайкой, а вал — винтом. Вал *3* приводится во вращение с частотой k_2n_2. Ролик вращается заодно со своим валом, если выполняется условие: $r_1k_1n_1 = r_2k_2n_2$. Если это условие не выполняется, то ролик или свинчивается с вала, увеличивая радиус r_1, или навинчивается на вал, уменьшая r_1. В результате обеспечивается зависимость $r_1 = ir_2k_2/k_1 = ic$, где $c = \text{const}$. Ход *s* управляющего поводка *4* равен изменению радиуса r_1. При остановке автомобиля ($n_2 = 0$; $i = 0$) контакт ролика с диском совпадает с осью вращения диска.

Предлагаемое устройство одновременно измеряет передаточное отношение и обеспечивает перемещение управляющего поводка пропорционально передаточному отношению, причем перемещение не шаговое, а непрерывное. При этом проблем с цикличностью переключения шагового электродвигателя не возникает. Что касается приводов устройства с частотами, пропорциональными частотам n_1 и n_2, то они не сложнее тросового привода спидометра от ведомого вала коробки передач. Коэффициенты пропорциональности k_1 и k_2 оп-

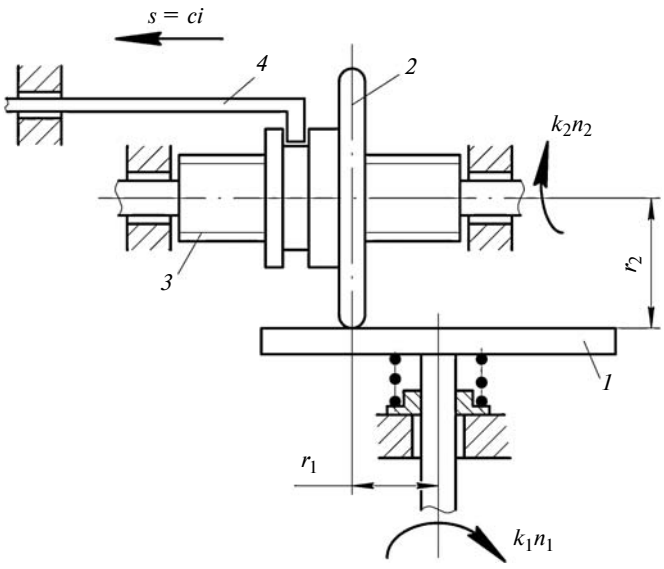


Рис. 2. Схема устройства измерения передаточного отношения и пропорционального ему перемещения органа управления:

1 — плоский диск; *2* — ролик; *3* — вал ролика; *4* — управляющий поводок

УДК 62-976

И. А. ЗВЕРЕВ, А. Р. МАСЛОВ, доктора технических наук (МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: vestnik@stankin.ru

Тепловая модель шпиндельных узлов на опорах качения

Разработаны тепловая модель и программный комплекс для численной экспресс-оценки тепловых характеристик высокоточных шпиндельных узлов на начальном этапе проектирования.

Ключевые слова: шпиндельный узел, подшипник качения, тепловая модель, тепловая характеристика.

The thermal model and software for numerical express estimation of thermal characteristics of high-precision spindle unit on the initial stage of their design, are developed.

Keywords: spindle unit, roller bearing, thermal model, thermal characteristic.

Тепловые характеристики шпиндельного узла (ШУ), наряду с точностью вращения, статической и динамической жесткостью шпинделя, значительно влияют на точность станка [1, 2]. Повышение быстроходности ШУ ограничивается нагреванием его опор в результате трения в подшипниках. Практика эксплуатации и расчетный анализ ШУ показали, что с увеличением частоты вращения момент трения и потери мощности на трение в опорах возрастают и могут достигать высоких значений. Так, потери мощности в опорах ШУ с диаметром шейки шпинделя 90 мм при частоте вращения 5000 мин$^{-1}$ и установившейся температуре составляют 2,9 кВт [2]. Это следует учитывать при выборе опор и привода.

Повышение эксплуатационных требований к ШУ обусловливает при проектировании необходимость количественной оценки их тепловых характеристик. Использование для этих целей стандартных программных комплексов (ПК), основанных на МКЭ, целесообразно на завершающем этапе проектирования, когда уже прорабатываются детали конструкции. Данные ПК позволяют разработать геометрию ШУ, но не учитывают важные их особенности, например, способ создания предварительного натяга в опорах и условия их эксплуатации (зависимость теплоотдачи ШУ от частоты вращения и температуры, вязкости смазочного материала в опорах от температуры). Кроме того, в стандартных ПК отсутствуют модули для численной оценки тепловыделения в опорах, а создание расчетной схемы — процесс трудоемкий.

Поэтому для повышения качества и сокращения времени проектирования ШУ разработана тепловая модель ШУ и специализированный ПК в системе MATLAB для численной экспресс-оценки фрикционных и тепловых показателей ШУ на опорах качения с учетом их конструкционных и эксплуатационных особенностей. Реализация модели основана

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

ределяются конструктивной целесообразностью, но с учетом отношения $r_{1\max}/r_2$ и заданного значения $i_{\max}$.

Таким образом, можно считать, что техника регулирования переменной $\varphi_0(h_1)$ на схемном уровне представлена достаточно подробно. Другая переменная $[n_1(h_2)]$ регулируется также, как у вариаторов. Разделение одной управляющей переменной h на $h_1(h)$ и $h_2(h)$ было объяснено выше. Представленного в статье материала достаточно для теоретического обеспечения инженерного проектирования системы автоматического регулирования бесступенчатой передачи с внутренней силовой функцией.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Петров В. А.** Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин. М.: Машиностроение, 1968. 383 с.

2. **Бесступенчатые** фрикционные трансмиссии автомобилей / Ю. К. Еновский-Лашков, В. В. Баранов, В. Е. Раскин, К. Б. Меламед // Легковые автомобили и автобусы. М.: НАМИ, 1990. 48 с.

3. **Мальцев В. Ф.** Механические импульсные передачи. М.: Машиностроение, 1978. 367 с.

4. **Благонравов А. А.** Механические бесступенчатые передачи. Екатеринбург: УрО РАН, 2005. 202 с.

5. **Благонравов А. А.** Расчет внешней характеристики механического трансформатора с колебательным движением внутренних звеньев // Вестник машиностроения. 2011. № 10. С. 8—13.

6. **Благонравов А. А., Юркевич А. В., Терешин А. В.** Регулируемая внутренняя автоматичность механического бесступенчатого трансформатора // Вестник машиностроения. 2014. № 2. С. 3—7.

7. **Благонравов А. А.** Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа. М.: Машиностроение, 1977. 143 с.

8. **Леонов А. И.** Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. М.: Машиностроение, 1978. 224 с.

9. **Благонравов А. А., Юркевич А. В., Юркевич А. А.** Расход топлива при движении в городском ездовом цикле автомобиля с бесступенчатым механическим трансформатором // Журнал автомобильных инженеров. 2014. № 4. С. 42—47.

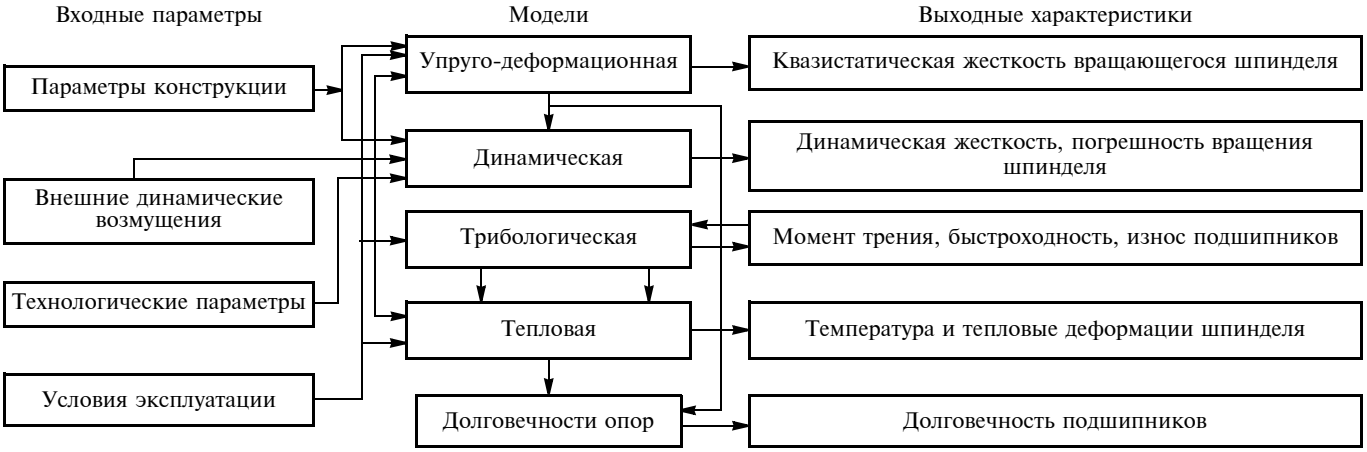


Рис. 1. Блок-схема моделирования шпиндельных узлов

на применении конечноэлементных стержневых расчетных схем, что позволяет использовать единую расчетную схему ШУ при решении задач статики, динамики и теплопроводности в рамках предлагаемого комплексного подхода к моделированию разных показателей ШУ при проектировании (рис. 1). Применение разработанного ПК позволило установить влияния эксплуатационных факторов (частота вращения, нагрузка на шпиндель, преднатяг в опорах, показатели свойств смазочного материала, теплоотвод от корпуса) на фрикционные и тепловые показатели скоростных шлифовального и токарного ШУ, которые были подтверждены экспериментами на стенде для исследований ШУ с использованием стандартных измерительных средств.

Основные положения теплового расчета

Тепловая модель системы "ШУ — внешняя среда" включает в себя следующие элементы: расчет потерь на трение (мощность теплообразования) в опорах узла; определение теплофизических коэффициентов теплоотдачи с поверхностей ШУ; расчет температур и температурных деформаций ШУ на основании стержневой расчетной схемы.

При разработке тепловой модели приняты следующие допущения:

основной фактор тепловыделения в опорах качения — трение;

теплота, выделяемая подшипником, равномерно распределяется между внутренней и наружной поверхностью дорожек качения;

подшипники рассматриваются как кольцевые источники теплоты;

температуры шпинделя и цилиндрического корпуса в радиальном сечении приняты постоянными, а в осевом направлении — переменными.

Для расчета тепловыделения в опорах и теплоотдачи с поверхностей ШУ приняты следующие условия:

тепловыделение в опорах определяется гидродинамическими и нагрузочными потерями в результате трения, вязкость смазочного материала зависит от температуры опоры;

избыточная теплота рассеивается в результате свободной или вынужденной конвективной теплоотдачи и теплопроводности материала ШУ;

теплофизические параметры теплоотдачи зависят от температуры и скорости обдува поверхности;

температурные изменения монтажных зазоров-натягов в опорах являются следствием неодинаковых температур элементов ШУ.

При синтезе тепловой расчетной схемы ШУ использовали одномерные осевые стержневые и радиальные кольцевые элементы.

На рис. 2 показаны схема теплопередачи и расчетная схема ШУ шлифовального станка в гильзовом корпусе.

Температура в опоре повышается в результате теплообразования до тех пор, пока количество образующейся теплоты не сравняется с отводимой теплотой, т.е. когда установится состояние теплового равновесия (стационарного теплообмена), которое можно записать в виде уравнения теплового баланса:

$$Q_{\text{о}} = Q_{\text{ш}} + Q_{\text{к}} + Q_{\text{СО}}, \qquad (1)$$

где $Q_{\text{о}}$ — теплота, образующаяся в опоре; $Q_{\text{ш}}$ и $Q_{\text{к}}$ — теплота, отводимая соответственно в шпиндель и корпус; $Q_{\text{СО}}$ — теплота, отводимая системой охлаждения (СО) ШУ.

Тепловыделение в подшипнике определяется как функция потерь на трение для заданных условий эксплуатации ШУ:

$$Q_{\text{о}} = f(M_{\text{т}}, n), \qquad (2)$$

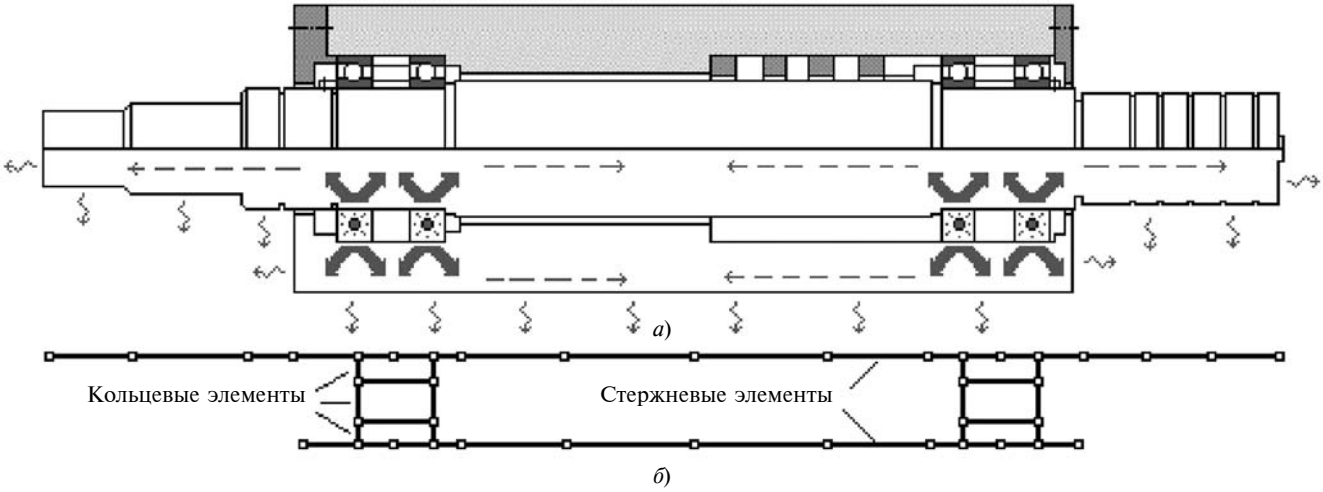


Рис. 2. Схема теплопередачи (*а*) и расчетная схема (*б*) шлифовального шпинделя

где $M_т$ — момент трения в подшипнике; n — частота вращения шпинделя.

Теплоотдача от опор происходит в осевом направлении шпинделя и корпуса (рис. 2, *а*). Конвекция и тепловое излучение совместно создают средний коэффициент теплоотдачи с поверхностей ШУ. Основная сложность теплового расчета заключается в определении коэффициентов теплоотдачи для конкретных условий эксплуатации ШУ. Аналитические зависимости коэффициентов теплоотдачи от температуры и скорости обдува поверхности приведены в работе [3]. Линейные зависимости коэффициентов теплопроводности материалов от температуры приведены в справочниках.

Тепловыделение в шпиндельных опорах

Тепловыделения в опорах, обусловленные трением, зависят от ряда факторов и имеют диссипативные и консервативные составляющие, теоретический учет которых связан со значительными трудностями [4]. Поэтому при численной оценке тепловыделения в опорах за основу принята методика Пальмгрена [4], согласно которой формула для расчета общего момента трения $M_т$ в подшипнике имеет вид:

$$M_т = M_1 + M_2, \tag{3}$$

где M_1 и M_2 — составляющие момента трения соответственно не зависящая от нагрузки на подшипник (гидродинамическая) и зависящая.

Потери мощности $N_т$ на трение, которые соответствуют мощности $Q_т$ тепловыделения в подшипнике, находим по формуле

$$N_т = Q_т = 1{,}047 \cdot 10^{-3} n M_т. \tag{4}$$

Для оценки гидродинамической составляющей M_1 момента трения используем формулы:

$$M_1 = 10^{-7} f_0 (\nu n)^{2/3} d_c^3 \text{ при } \nu n \geq 2000; \tag{5}$$

$$M_1 = 160 \cdot 10^{-7} f_0 d_c^3 \text{ при } \nu n < 2000, \tag{6}$$

где d_c — средний диаметр подшипника; $\nu(T)$ — кинематическая вязкость, сСт, смазочного материала в опоре при температуре T; f_0 — коэффициент, зависящий от способа смазывания (таблица).

Значения коэффициентов f_0, f_1 и c от типа подшипника в опоре шпинделя

Подшипник	Коэффициент f_0 при смазывании опор					f_1, 10^{-5}	c
	Масло—воздух	Пластичной смазкой	Впрыскивание	Циркуляция масла	Капельно		
Двухрядный цилиндрический роликовый	1,5÷3	3÷4	6÷10	8÷12	2÷4	25	0
Однорядный конический роликовый	1,5÷2	1,5÷4	6÷8	8÷10	1,5÷3	50	0
Однорядный радиально-упорный шариковый	0,7÷1	0,7÷2	3÷4	4÷5	0,7÷1	200	0,50
Двухрядный радиально-упорный шариковый	1,4÷2	1,5÷4	6÷8	8÷10	1,4÷2	200	0,33
Двухрядный конический роликовый	3÷4	3÷6	12÷16	16÷20	3,5÷6	100	0

Нагрузочная составляющая M_2 момента трения: для шарикоподшипников

$$M_2 = f_1 P\left(\frac{P}{C_0}\right)^c d_c; \quad (7)$$

для роликоподшипников

$$M_2 = f_1 P d_c, \quad (8)$$

где P — приведенная нагрузка на подшипник, Н; C_0 — статическая грузоподъемность подшипника, Н; c и f_1 — коэффициенты, зависящие соответственно от типа подшипника и его нагружения (см. таблицу).

Приведенная нагрузка на подшипник:

для шарикоподшипников

$$P = 0{,}9P_o\mathrm{ctg}(\alpha) - 0{,}1P_r; \quad (9)$$

для конических роликоподшипников

$$P = 0{,}8P_o\mathrm{ctg}(\alpha); \quad (10)$$

для цилиндрических роликоподшипников

$$P = P_r, \quad (11)$$

где P_o и P_r — осевая и радиальная нагрузки на подшипник; α — угол контакта.

Для двурядного радиального цилиндрического роликового подшипника выполним уточнение потерь на трение в зависимости от фактического зазора (натяга) в подшипнике на основании экспериментальных данных, полученных в работе [5]. С этой целью в формулу (8) введем коэффициент k_r, учитывающий фактический радиальный зазор (натяг) Δ_r, мкм, в подшипнике, который обусловлен температурными деформациями его элементов:

для зазора

$$k_r = 2 - 10^4 e_r/d_ш; \quad (12)$$

для натяга

$$k_r = 0{,}26(2 + 10^4|\Delta_r|/d_ш)^3, \quad (13)$$

где $d_ш$ — диаметр шейки шпинделя.

Изменение (вариация) гидродинамических потерь (составляющая M_1) в опорах определяется значением коэффициента f_0. Для инженерных расчетов предложены предельные значения f_0 при разных способах смазывания опор (см. таблицу), полученные обобщением результатов разных исследований [2, 4, 6]. При малых и средних нагрузках на шпиндель момент холостого хода (M_1) составляет до 85÷95 % от общего момента трения в опорах. Составляющие M_1 и M_2 момента трения взаимосвязаны. Это проявляется в том, что с повышением нагрузки на опору повышение M_2 приводит к повышению температуры, а это, в свою очередь, вызывает снижение вязкости смазочного материала, а следовательно, и уменьшение гидродинамических потерь (M_1).

На практике имеет место значительный разброс тепловых характеристик ШУ, что обусловлено большим числом факторов, влияющих на условия теплообразования и теплоотвода. В частности, значительное влияние оказывают изменения вязкости и количества смазочного материала в опорах. При оценке теплообразования в опорах зависимость вязкости ν смазочного материала от температуры T (в диапазоне от 20 до 150 °С) имеет вид:

$$\nu(T) = \nu_{40}\left(\frac{40}{T}\right)^m, \quad (14)$$

где ν_{40} — кинематическая вязкость, сСт, при температуре 40 °С.

На основании экспериментальных данных и зависимостей $\nu = f(T)$, представленных фирмой SKF [4], показатель степени m можно оценить по формуле

$$m = \ln\left(\frac{\nu_2}{\nu_1}\right)/\ln\left(\frac{T_1}{T_2}\right), \quad (15)$$

где индексы "1" и "2" обозначают соответственно нижние и верхние значения температур и вязкости смазочного материала в рабочем диапазоне.

Уравнение теплопередачи и его решение

Решение нестационарной задачи теплопередачи на основании МКЭ сводится к решению системы линейных дифференциальных уравнений в матричной форме [7]:

$$\mathbf{C}\dot{\mathbf{T}} + \mathbf{H}\mathbf{T} = \mathbf{Q}(t), \quad (16)$$

где $\mathbf{C}$ и $\mathbf{H}$ — матрицы теплоемкости и теплопроводности ШУ; $\mathbf{T}$ — вектор неизвестных узловых температур; $\mathbf{Q}$ — вектор тепловой нагрузки; t — время. Матрицы теплоемкости и теплопроводности ШУ имеют вид:

$$\mathbf{C} = \sum_{\mathbf{e}=1}^{p_э} \mathbf{C_e}; \qquad \mathbf{H} = \sum_{\mathbf{e}=1}^{p_э} \mathbf{H_e}, \quad (17)$$

где $\mathbf{C_e}$ и $\mathbf{H_e}$ — локальные матрицы теплоемкости и теплопроводности элемента $\mathbf{e}$; $p_э$ — число элементов в расчетной схеме ШУ.

Для стержневых и радиальных элементов (см. рис. 2) получены выражения локальных матриц теплопроводности и теплоемкости на основании об-

щих интегралов МКЭ [7], в частности для стержневого элемента:

$$\mathbf{H_{ec}} = \int_{V_e} \boldsymbol{B}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{D}\boldsymbol{B}\mathrm{d}V + \int_{S_2} h_2\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{N}\mathrm{d}S_2 + \int_{S_1} h_1\boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{N}\mathrm{d}S_1 =$$

$$= \eta S_1/L\begin{bmatrix}1 & -1\\ -1 & 1\end{bmatrix} + 1/6pLh_2\begin{bmatrix}2 & 1\\ 1 & 2\end{bmatrix} + h_1S_1\begin{bmatrix}1 & 0\\ 0 & 1\end{bmatrix}; \quad (18)$$

$$\mathbf{C_{ec}} = 1/6\rho c S_1 L\begin{bmatrix}2 & 1\\ 1 & 2\end{bmatrix}, \quad (19)$$

где V_e — объем элемента; S_1, S_2, h_1, h_2 — площади и коэффициенты теплоотдачи соответственно для торцевой и боковой поверхностей элемента; L — длина стержня; p — периметр поперечного сечения стержня; η, ρ, c — коэффициенты соответственно теплопроводности, плотности и удельной теплоемкости материала. Для кольцевого элемента:

$$\mathbf{H}_{er} = \frac{2\pi}{3}\eta\frac{R_j^3 - R_i^3}{(R_j - R_i)^2}\begin{bmatrix}1 & -1\\ -1 & 1\end{bmatrix} +$$

$$+ 2\pi R_j\delta h_1\begin{bmatrix}0 & 0\\ 0 & 1\end{bmatrix} + 2\pi R_i\delta h_2\begin{bmatrix}1 & 0\\ 0 & 0\end{bmatrix}; \quad (20)$$

$$\mathbf{C}_{er} = \frac{\pi\rho c}{30\Delta^2} \times$$

$$\times\begin{bmatrix}\begin{pmatrix}2R_j^5 - 20R_j^2R_i^3 + \\ + 30R_jR_i^4 - 12R_i^5\end{pmatrix} & \begin{pmatrix}3R_j - 5R_j^4R_i + \\ + 5R_jR_i^4 - 3R_i^5\end{pmatrix}\\ \begin{pmatrix}3R_j^5 - 5R_j^4R_i + \\ + 5R_jR_i^4 - 3R_i^5\end{pmatrix} & \begin{pmatrix}12R_j^5 - 30R_j^4R_i + \\ + 20R_j^3R_i^2 - 2R_i^5\end{pmatrix}\end{bmatrix}, \quad (21)$$

где R_j, R_i — наружный и внутренний радиусы элемента; δ — толщина элемента; h_1, h_2 — коэффициенты теплоотдачи соответственно с наружной и внутренней поверхностей элемента.

Система уравнений (16) решается методом конечных разностей с применением безусловно устойчивой центрально-разностной схемы [7]. Для этого производную в выражении (16) заменяем ее приближенным конечно-разностным аналогом $\dot{\mathbf{T}} \approx (\boldsymbol{T}_{i+1} - \boldsymbol{T}_i)/\Delta t$, где $\boldsymbol{T}_i$ и $\boldsymbol{T}_{i+1}$ — значения вектора температуры в моменты времени t_i и t_{i+1}, Δt — шаг интегрирования по времени.

Тогда система уравнений (16) принимает вид:

$$\left(\mathbf{H} + \frac{2}{\Delta t}\mathbf{C}\right)(T_i + T_{i+1}) =$$

$$= \frac{4}{\Delta t}\mathbf{C}T_i + (Q_i + Q_{i+1}). \quad (22)$$

Система уравнений (22) решается пошаговым вычислением для всего рассматриваемого временного интервала. При этом для каждого временного шага матрица **H** и вектор **Q** определяем из условий предыдущего шага. Это позволяет уточнять и изменять (по заданному закону) условия однозначности решения (коэффициенты теплоотдачи, нагрузку и частоту вращения шпинделя, вязкость смазочного материала) во времени.

На основании температурного расчета можно оценить температурные деформации элементов ШУ. Так, для любого одномерного элемента (стержневого или радиального) температурное удлинение ΔL определяется по формуле

$$\Delta L = \varepsilon L\Delta T, \quad (23)$$

где L — начальный линейный размер элемента; ε — коэффициент линейного расширения материала; ΔT — избыточная температура элемента.

Фактические зазоры (натяги), возникающие в результате температурных деформаций, обусловлены неравномерным нагреванием элементов ШУ и разными коэффициентами линейного расширения его материалов. Так, величину уменьшения (выборку) Δ радиального зазора в шарикоподшипниках можно вычислить по формуле [8]

$$\Delta = \varepsilon_{\text{к}}(T_{\text{н}}R_{\text{н}} - T_{\text{в}}R_{\text{в}}) - R_{\text{ш}}\varepsilon_{\text{ш}}\frac{T_{\text{н}} + T_{\text{в}}}{2}, \quad (24)$$

где $R_{\text{в}}$, $R_{\text{н}}$, $R_{\text{ш}}$ — радиусы дорожек качения соответственно внутреннего, наружного колец и шарика; $T_{\text{в}}$ и $T_{\text{н}}$ — температуры внутреннего и наружного колец; $\varepsilon_{\text{к}}$ и $\varepsilon_{\text{ш}}$ — коэффициенты линейного расширения соответственно колец и шариков.

Общее температурное изменение радиального зазора (натяга) в шарикоподшипнике определяем из баланса перемещений по формуле

$$\Delta_{\text{ш}} = \Delta_1 - \Delta_2 + \Delta, \quad (25)$$

где Δ_1 — тепловое расширение гильзы корпуса; Δ_2 — тепловое расширение шейки шпинделя.

Температурное изменение радиального зазора (натяга) в цилиндрическом роликовом подшипнике определяем из баланса перемещений по формуле

$$\Delta_{\text{р}} = \Delta_1 - \Delta_2 + \Delta_3 - \Delta_4 - \Delta_5, \quad (26)$$

где Δ_3, Δ_4 — тепловые расширения соответственно наружного и внутреннего колец подшипника; Δ_5 — тепловое расширение роликов.

Температурные деформации Δ_1—Δ_5 определяются по формуле (23).

Алгоритм теплового расчета

Алгоритм теплового расчета ШУ включает в себя следующие этапы.

Этап 1. Задаем вектор $\mathbf{T}_0$ начальной температуры, продолжительность τ теплового процесса и шаг Δt интегрирования, вычисляем матрицы теплоемкости (**C**) и теплопроводности (**H**) [см. формулы (17)] суммированием локальных матриц элементов.

Этап 2. Вычисляем вектор **Q** тепловой нагрузки (мощность тепловыделения в опорах) в функции от вектора **T** текущей температуры. Алгоритм расчета температуры в опорах имеет итерационный характер, так как температура опор зависит от тепловыделения в опорах, которые зависят от вязкости смазочного материала, т. е. $\mathbf{Q} = \boldsymbol{f}(\nu)$ и $\nu = f(T)$. Тепловое равновесие наступает при равенстве тепловыделения и теплоотвода в опорах. Для определения составляющих необходимо задать начальную температуру.

На рис. 3 представлен в общем виде процесс последовательного приближения к искомой температуре $T_п$ подшипника, начиная с начальной температуры T_0.

Этап 3. Решаем уравнение (16) теплопроводности, приведенное к выражению (22), и определяем вектор **T** узловых температур. Проверяем условие сходимости процесса итераций в цикле по определению температуры в зависимости от вязкости смазочного материала. С этой целью для каждого подшипника вычисляем абсолютные значения разности температур на текущем и предыдущем шаге процесса итераций. Принимаем, что температура подшипника стабилизируется, если указанная разность температур не превышает 0,1 °С. Расчеты показали, что процесс стабилизации температуры подшипников происходит всего за 5—7 итераций, если в качестве начального приближения принять температуру опор, равную температуре окружающей среды.

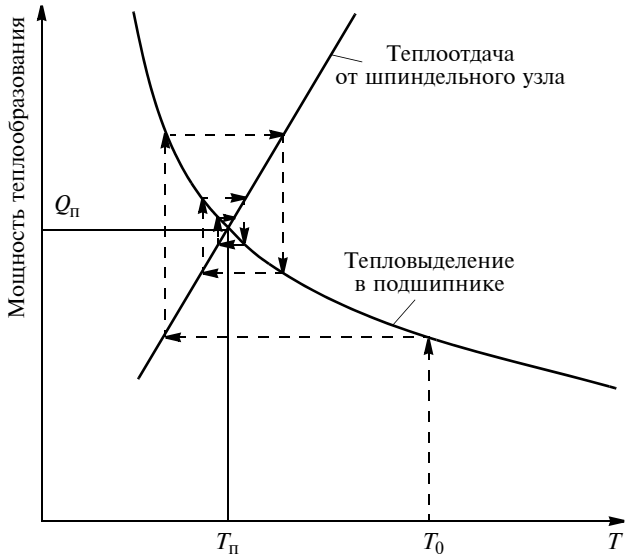


Рис. 3. Схема определения установившейся температуры подшипника — последовательное приближение

Этап 4. Для найденной температуры T вычисляем температурные деформации элементов ШУ, а также температурные изменения зазора (натяга) в опорах [9].

Этап 5. Переходим к следующему интервалу во времени: $t_{i+1} = t_i + \Delta t$. Проверяем условие достижения процессом заданного времени τ. При достижении времени τ расчет завершаем, в противном случае на этапе 2 выполняем пересчет мощности тепловыделения в опорах для следующего интервала во времени с учетом полученных на предыдущем шаге значений температуры и зазоров-натягов в опорах. После этого снова решаем уравнение теплопроводности (этап 3) и определяем тепловые характеристики ШУ и т. д.

Таким образом, применение стержневых схем позволяет использовать единую расчетную схему ШУ при решении задач статики, динамики и теплопроводности, что необходимо для практической реализации комплексного подхода к моделированию разных показателей качества ШУ при проектировании.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Боровский Г. В., Григорьев С. Н., Маслов А. Р.** Современные технологии обработки материалов. М.: Машиностроение, 2015. 340 с.

2. **Пуш А. В, Зверев И. А.** Шпиндельные узлы: Качество и надежность при проектировании. М.: МГТУ "СТАНКИН", 2000. 132 с.

3. **Леонтьев А. И.** Теория тепломассообмена. М.: Высшая школа, 1979. 496 с.

4. **Общий** каталог SKF 6000 RU. 2006. 1129 с.

5. **Фигатнер А. М.** Влияние предварительного натяга роликоподшипников на работоспособность шпиндельных узлов высокоточных станков // СТИН. 1967. № 2. С. 23—26.

6. **Левина З. М., Горелик И. Г., Зверев И. А., Сегида А. П.** Расчетный анализ деформационных, динамических и температурных характеристик шпиндельных узлов при проектировании. М.: ЭНИМС, 1989. 64 с.

7. **Зенкевич О., Морган К.** Конечные элементы и аппроксимация. М.: Мир, 1986. 316 с.

8. **Зверев И. А.** Кинематические и упруго-деформационные характеристики радиально-упорных шарикоподшипников // Вестник МГТУ "Станкин". 2015. № 1. С. 49—57.

9. **Зверев И. А.** Исследование упруго-деформационных свойств высокоскоростных шпинделей на радиально-упорных шарикоподшипниках // Вестник МГТУ "Станкин". 2015. № 2. С. 30—38.

УДК. 621.192

В. М. ТРУХАНОВ, д-р техн. наук, Ю. И. КРЫХТИН, канд. техн. наук, А. С. РОМАНОВСКИЙ
(Волгоградский ГТУ), e-mail: trukhanov1939@mail.ru

Изготовление заготовок конуса синхронизатора с молибденовым газотермическим покрытием для трансмиссий транспортных машин

Приведена технология нанесения молибденового газотермического покрытия на заготовки конуса синхронизатора, обеспечивающего его надежную работу в трансмиссиях транспортных машин при смазывании маслом.

Ключевые слова: заготовка конуса, синхронизатор, молибденовое покрытие, плазменное напыление, трансмиссия.

The technology of application of molybdenum gas-thermal coating on cone billets of a synchronizer, assuring its reliable operation in transmissions of transport vehicles at oil lubricating, is presented.

Keywords: cone billet, synchronizer, molybdenum coating, plasma spraying, transmission.

Фрикционные однородные металлические пары (сталь — сталь, чугун — чугун, сталь — чугун) характеризуются нестабильным коэффициентом трения, который резко снижается с повышением температуры и скорости скольжения, а также из-за склонности к схватыванию при высоких температурах [1].

Отметим, что для пар трения, работающих со смазыванием, в частности пары сталь—сталь, при постепенном увеличении удельной нагрузки $P_{уд}$ до критической $P_{уд.кр}$ коэффициент трения резко возрастает с 0,1 до 0,35 и более [2], что можно объяснить разрушением смазочной пленки между контактирующими поверхностями и, как следствие, переходом в режим сухого трения.

Для исключения схватывания на фрикционном стальном контакте, повышения надежности и ресурса таких узлов в настоящее время используют новые конструкционные и технологические решения, например, применение пористых фрикционных газотермических покрытий [2].

Пару трения в серийном конусном синхронизаторе образуют непористые закаленные цементованные стальные поверхности с твердостью соответственно $HRC \geq 53{,}2$ и $HRC \geq 59$, которые склонны к схватыванию в тяжелых условиях эксплуатации и имеют низкие триботехнические свойства. Изготовление серийного конуса осложняется необходимостью двойной термообработки (цементация и закалка) для обеспечения твердости основы (объемная закалка) и твердости наружной и внутренней поверхностей, а также поверхностей канавки под шарики фиксаторов. Как правило, эти поверхности цементуют на глубину 1÷1,4 мм и подвергают закалке. Однако при термообработке относительно тонкая трубчатая конструкция конуса коробится, что приводит к значительному браку в производстве.

Пористый каркас покрытия, поры которого заполнены маслом, под действием повышенных нагрузок способен деформироваться и уплотняться, что препятствует распространению локального очага схватывания по всей трущейся поверхности конуса, т. е. повышается надежность работы узла.

Цель данной работы — улучшение фрикционных свойств пары трения, повышение надежности работы и ресурса синхронизатора, упрощение технологии изготовления конуса, отработка технологии нанесения фрикционного покрытия на рабочую поверхность конуса, а также рекомендации по применению новой технологии изготовления конуса синхронизатора на производстве. Новизной предлагаемого технического решения является изготовление заготовки конуса с молибденовым газотермическим покрытием, повышающим его фрикционные и эксплуатационные свойства для надежной работы в масле в узлах трансмиссий транспортных машин.

На рис. 1 показан конус синхронизатора с плазменным напылением фрикционного слоя на рабочие конические поверхности.

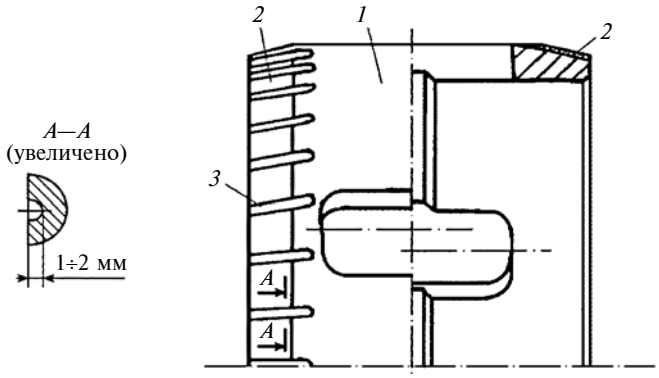


Рис. 1. Конус синхронизатора с газотермическим покрытием:
1 — стальная основа; *2* — покрытие; *3* — канавки

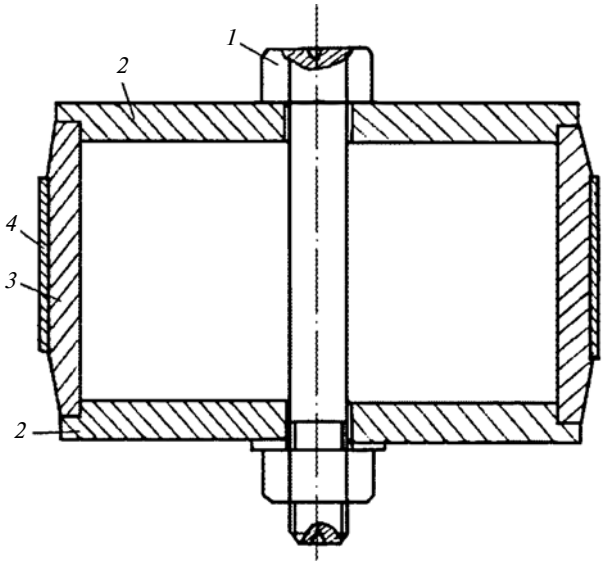


Рис. 2. Защитное приспособление для дробеструйной обработки основы конуса синхронизатора:
1 — ось; *2* — фланец; *3* — конус; *4* — цилиндр

Предлагается следующая схема изготовления конусов синхронизатора: подготовка поверхности заготовки → нанесение молибденового покрытия → механическая обработка покрытия → контроль качества покрытия.

Работа выполнена совместно Волгоградским тракторным заводом и Институтом проблем материаловедения АН Украины, в котором подбирали состав молибденового фрикционного покрытия, способ его напыления на основу и осуществляли напыление [3].

Для нанесения молибденового покрытия использовали: газообразной чистый аргон марки *А* (ГОСТ 10157—79); молибденовую проволоку МЧ МРН ∅1,4÷1,8 мм (99 % Mo) (ТУ 48-19-203—85); техническую колотую дробь из чугуна ДЧК или стали ДСК фракции 0,5÷1 (ГОСТ 11964—81); воду для охлаждения под давлением 0,4÷0,7 МПа; сжатый воздух под давлением 0,5÷0,7 МПа, допустимые классы загрязнения 3, 5, 7, 9 (ГОСТ 17433—80); нефрас С3 80/120 (ГОСТ 443—76).

Рассмотрим изготовление заготовок конусов синхронизаторов.

В вытяжном шкафу стальную основу конуса обезжиривают погружением на 0,5÷1 мин в ванну с нефрасом, извлекают из ванны и сушат в вертикальном положении. Из вытяжного шкафа конус переносят на стеллаж и устанавливают вертикально. Далее проводят дробеструйную обработку поверхностей, для чего основу конуса в защитном приспособлении (рис. 2) устанавливают в дробеструйной камере в центрах токарного станка.

Для проверки чистоты и влажности сжатого воздуха лист фильтровальной бумаги устанавливают напротив дробеструйного пистолета, перекрывают подачу дроби, открывают вентиль подачи сжатого воздуха и, если после 15 мин бумага остается чистой, приступают к дробеструйной обработке. Если на бумаге остаются пятна масла или воды, то необходимо наладить систему очистки и осушки сжатого воздуха и только затем приступать к дробеструйной обработке.

Включают вытяжную вентиляцию и привод, открывают вентиль подачи сжатого воздуха (давление 0,5÷0,7 МПа) и с помощью тяг управления плавно перемещают дробеструйный пистолет относительно обрабатываемой поверхности. Окончание обработки определяют по серебристо-матовому виду поверхности без блестящих участков. Основу конуса снимают с центров, выгружают из дробеструйной камеры, снимают защитное приспособление и укладывают на стеллаж размерами 1300 × 700 × 750 мм.

Напыляемую молибденовую проволоку обезжиривают (промывают) в нефрасе и наматывают на катушку редуктора. Основу конуса закрепляют в приспособлении для напыления (рис. 3), которое переносят в камеру напыления и устанавливают в центрах токарного станка.

Плазменную установку УПУ-3 готовят к работе согласно инструкции по эксплуатации и устанавливают для дистанционного напыления на расстоянии 100÷110 мм. Включают вытяжную вентиляцию и плазменную установку, регулируют режим работы: давление плазмообразующего газа — 0,35÷0,40 МПа; напряжение — 35÷40 В; сила тока — 490÷510 А; расход газа — 27÷32 л/мин; скорость подачи проволоки на распыление — 20÷25 ед. по нониусу. Для проверки качества напыления метал-

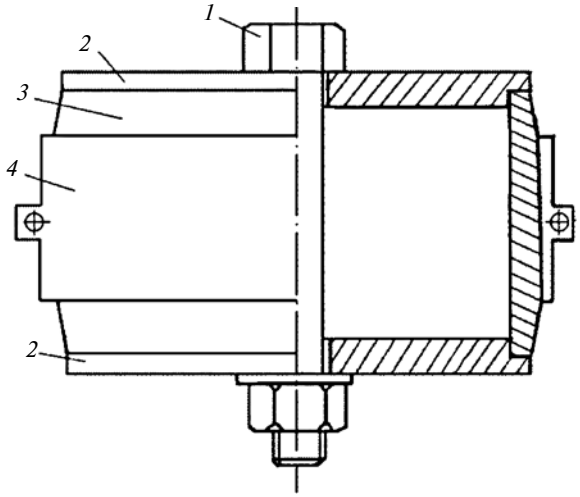
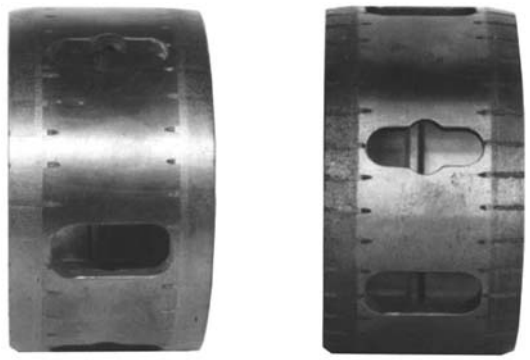


Рис. 3. Приспособление для напыления покрытия на основу конуса:
1 — ось; *2* — фланец; *3* — конус; *4* — разъемный цилиндр



а) *б*)

Рис. 4. Заготовка конуса с новым плазменным молибденовым фрикционным покрытием (*а*) и конус с покрытием после 4000 км пробега (*б*)

ла полосу листовой стали размером 300×50×2 мм обезжиривают в нефрасе и проводят дробеструйную обработку поверхностей, после чего полосу вводят в струю распыляемого металла на расстоянии 100÷110 мм от среза сопла плазматрона. Напыление осуществляют в течение 5÷10 с. Установку выключают и проверяют качество распыления. Частицы напыляемого материала должны иметь форму расплюснутой капли.

Включают токарный станок на режиме, обеспечивающем угловую скорость основы конуса 4,71 рад/с. Плазмотрон подводят к основе конуса, включают плазменную установку и подачу молибденовой проволоки на распыление. Смещением суппорта совмещают пятно напыления с напыляемой поверхностью основы конуса. Выключают установку, подачу суппорта, токарный станок и измеряют толщину покрытия, которая должна составлять 1 ± 0,5 мм по всей длине конуса. Если требуемая толщина не достигнута, проводят повторное напыление, используя скорректированное время. Полученную заготовку конуса снимают с центров токарного станка, выгружают из камеры напыления и устанавливают на стеллаже, после чего с конуса снимают приспособление для напыления.

Далее заготовку конуса (см. рис. 1) шлифуют на круглошлифовальном станке 3М151 по режиму: угловые скорости шлифовального круга и заготовки конуса — 78,45 и 4,18÷4,71 рад/с; глубина шлифования — 0,05 мм; продольная подача — 1 мм/об. Охлаждающая жидкость — эмульсия. После шлифования поверхность молибденового покрытия конуса не должна иметь сколов, трещин, раковин, прижогов, цветов побежалостей. Шероховатость поверхности и размеры конуса должны соответствовать утвержденному чертежу.

Заготовки конусов синхронизатора коробки перемены передач, изготовленные по технологии плазменного напыления, должны соответствовать следующим паспортным данным.

1. Поверхность трения с осевыми канавками: покрытие молибденовое (ТУ 48-19-203—85).

2. Физико-механические свойства молибденового покрытия: твердость — 4800÷5200 МПа по Виккерсу; пористость — 18÷21 % (плотность 8,20÷8,15 г/см^3); адгезионная прочность — не менее 22 МПа.

3. Размеры заготовки: диаметр и ширина образующего конуса — $\varnothing 149{,}6_{-0{,}1}$ мм и 15 мм; угол конусности — 9°; толщина покрытия — 1,0÷0,1 мм.

4. Условия испытаний на фрикционной машине трения МТ-68: скорость скольжения — 20 м/с; удельное давление — 2 МПа; трение — со смазыванием маслом ТСЗП-8 (ОСТ 38.01365—84); коэффициент трения — 0,18÷0,20; интенсивность изнашивания в паре со сталью 20Х2Н4А (ГОСТ 4543—71) — не более 5 мкм/км.

5. Режим напыления: сила тока — 500 А; напряжение — 40 В; расстояние от среза сопла плазматрона при напылении — 105 мм; плазмообразующий газ — аргон; расход газа — 30 л/мин.

6. Режим шлифования: круг — эльбор; глубина — 0,1 мм; скорость — 30÷35 м/с; поперечная подача — 0,5 мм/проход; охлаждающая жидкость — СОЖ.

На рис. 4, *а* показан конус синхронизатора с новым молибденовым плазменным фрикционным слоем, на рис. 4, *б* — с фрикционным молибденовым слоем после 4000 км пробега гусеничной машины массой 7,2 т с удельной мощностью $N_{уд}$ = 24,5 кВт/т.

Таким образом, предлагаемая упрощенная технология изготовления заготовки конуса синхронизатора с молибденовым газотермическим покрытием с улучшенными фрикционными и эксплуатационными свойствами обеспечивает надежную работу узлов трансмиссий транспортных машин при смазывании, что способствует освоению прогрессивной продукции на современных предприятиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Трансмиссии** гусеничных и колесных машин / В. М. Труханов, В. Ф. Зубков, Ю. И. Крыхтин, В. Ф. Желтобрюхов. М.: Машиностроение, 2001. 736 с.

2. **Agapiou J. S., Halldin G. W., DeVries M. F.** On the Machinability of Powder Mtallurgy Austenitic Stainless Steels // Journal of Engineering for Industry. 1998. V. 110. N. 4. P. 339—343.

3. **Федорченко И. М., Францевич И. Н., Радомысельский И. Д.** Порошковая металлургия, материалы, технологии свойства, области применения: Справочник Киев: Наукова думка, 1985. 623 с.

УДК 681.532.8

А. А. КОБЗЕВ, И. Н. ЕГОРОВ, доктора технических наук (Владимирский ГУ им. А. Г. и Н. Г. Столетовых),
Ю. С. ПОТАНИН, канд. техн. наук (ФКП "Государственный лазерный полигон "Радуга", г. Радужный),
e-mail: u1414@yandex.ru

Мехатронная система коммутации и автоюстировки оптического излучения на базе механизма с параллельной кинематикой[1]

Рассмотрены построение мехатронной системы — быстродействующего оптического коммутатора на базе гексапода, получение уравнений кинематики и алгоритм управления коммутатором — алгоритм автоюстировки на основе обратной связи.

Ключевые слова: оптический коммутатор, гексапод, автоюстировка, алгоритм.

The construction of a mechtronic system — fast-acting optical commutator on the base of a hexapod, obtaining of kinematics equations and algorithm of commutator control — self-alignment algorithm on the base of feed back, are considered.

Keywords: optical commutator, hexapod, self-alignment, algorithm.

Одной из актуальных тенденций в науке и технике является применение оптических систем с набором излучателей с унифицированными или различными характеристиками, позволяющими создавать более универсальные и производительные технологические и научно-исследовательские установки. Важнейший элемент таких установок — оптический коммутатор — устройство, позволяющее переключать излучатели так, чтобы их излучение попадало на объект воздействия. Данный эффект достигается позиционированием оптического элемента (призмы), поочередно коммутирующего излучатели на общую оптическую ось. Часто оптический коммутатор является одноосевым приводом оптического элемента.

Одно из основных условий корректного функционирования оптических установок заключается в том, что оптические оси всех излучателей должны проходить через целевую точку, в которой располагается объект воздействия излучения. Так как возможно влияние разных негативных факторов на излучатели, их оптические оси могут подвергаться разъюстировке — угловым смещениям относительно эталонного положения. Основные негативные факторы разъюстировки:

1) изменение климатических условий, которое приводит к тепловому расширению оптических элементов излучателя;

2) вибрация, приводящая к изменениям в конструкции излучателя;

3) нагрев оптических элементов излучателя и их тепловое расширение при интенсивной работе.

Разъюстировки приводят, в частности, к тому, что оптические оси излучателей не проходят через одну целевую точку и излучение не попадает на объект воздействия или попадает частично.

Разъюстировки можно компенсировать введением в каждый излучатель дополнительных юстирующих элементов, например оптических клиньев, компенсирующих угловые смещения оптических осей. Данный подход имеет следующие недостатки: снижается эффективность излучения вследствие рассеяния его части на юстирующем устройстве; установки усложняются и удорожаются прямо пропорционально числу излучателей; значительно увеличивается время индивидуальной юстировки каждого излучателя.

Актуальным является перенос функции юстировки в оптический коммутатор, что позволит исключить из конструкции лишние юстирующие устройства и потери излучения в них, повысить общую эффективность оптической установки. Интерес представляет также реализация режима автоюстировки, позволяющего коммутатору определять отклонения излучения от нужного направления и автоматически компенсировать их специфическим позиционированием призмы в пространстве. Это может быть достигнуто введением визуальной главной обратной связи, базирующейся на скоростной видеосистеме, для этого часть излучения отводится с оси на диффузный экран, а возникающие на нем световые пятна фиксируются скоростной видеокамерой, тем самым коммутатор получает информацию об отклонении оптических осей.

Набор излучателей в системе и потенциальная вероятность разъюстировки каждого из них на случайный угол в произвольной плоскости диктуют необходимость базирования коммутатора на многоосевой системе, так как для компенсации широкого спектра разъюстировок необходимо, чтобы призмы ориентировались и перемещались сразу в нескольких направлениях (имели несколько степеней подвижности). Исходя из числа степеней подвижности, а также точности и скорости позицио-

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ в рамках проекта № 13-08-01364.

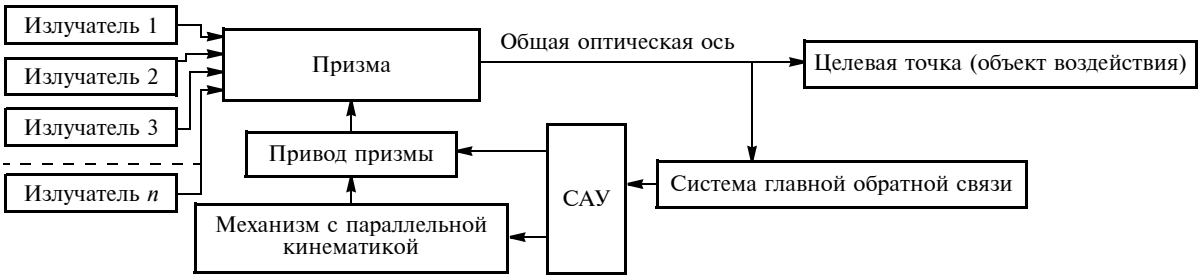


Рис. 1. Структурная схема оптического коммутатора в составе установки

нирования призмы, для базирования оптического коммутатора было решено использовать механизм с параллельной кинематикой, на подвижной платформе которого располагается отдельный привод призмы. Структура оптической установки с предлагаемым оптическим коммутатором приведена на рис. 1.

Коммутация и автоюстировка оптического излучения представляют интерес в части их синергетического объединения в одну операцию. Так, при мультиплексировании излучения всех излучателей коммутатор одновременно осуществляет два действия.

1) позиционирует призму с помощью отдельного привода с целью коммутации источников излучения на необходимую оптическую ось;

2) позиционирует и ориентирует призму с помощью механизма с параллельной кинематикой таким образом, чтобы компенсировать разъюстировки излучателя и направить излучение в целевую точку.

Эти действия позволят предотвратить отклонения осей излучателей под действием неблагоприятных факторов (вибраций, изменения климатических условий и др.).

Анализ существующих разработок показал, что нет прямых аналогов предлагаемому оптическому коммутатору. Существующие оптико-механические устройства выполняют лишь определенную узкую задачу. Создание универсального оптического коммутатора с функцией автоюстировки представляет практический интерес для применения в малосерийных и исследовательских системах.

Многие оптические системы часто базируются на оптических столах, широко используемых для исследовательских, измерительных и промышленных целей. Поэтому далее за основу берем расположение элементов системы в одной плоскости и подразумеваем, что источники излучения также расположены в этой плоскости. Учитывая, что рабочим органом коммутатора является призма, коммутация излучения на общую оптическую ось осуществляется путем углового позиционирования призмы приводом и расположения коммутируемых осей в одной плоскости со схождением их в точке излома оси в призме.

Со временем под действием негативных факторов происходит разъюстировка источников излучения, представляющая собой угловые уводы оси излучения от эталонного положения. Задача юстировки — компенсировать их. Цель юстировки — обеспечить прохождение отъюстированной оптической оси через целевую точку — объект, на который должно воздействовать оптическое излучение. Множество позиций призмы при разных разъюстировках осей связано с необходимостью обеспечить три переносные и две ориентирующие степени подвижности оптического коммутатора и дополнительную вращательную степень подвижности призмы.

В данной работе за основу принят шестистепенной манипулятор с параллельной кинематикой — гексапод. Основные преимущества таких манипуляторов: высокие жесткость системы, точность позиционирования скорости и ускорения рабочего органа; лучшая грузоподъемность; компактность [1, 2]. Основной недостаток гексапода — сложное математическое описание и возможность потери управляемости в некоторых положениях.

Механизм с параллельной кинематикой позволяет расположить на его перемещающейся платформе привод, который осуществляет коммутирующие перемещения призмы, а ее юстирующие перемещения будет выполнять подвижная платформа с помощью приводов подвижных штанг гексапода. На рис. 2 приведена 3D-модель образца оптического коммутатора на базе гексапода, которая состоит из призмы *1*, подвижной платформы *2*, привода *3* призмы, линейных приводов *4*, неподвижного основания *5*.

Задача данного коммутатора — автоюстировка на основе охвата положения оптической оси главной обратной связью. В оптической системе, где объектом воздействия коммутатора являются оптические оси, обратная связь осуществляется отведением части светового пучка на диффузный экран, фиксацией этого скоростной видеокамерой машинного зрения с последующим автоматическим

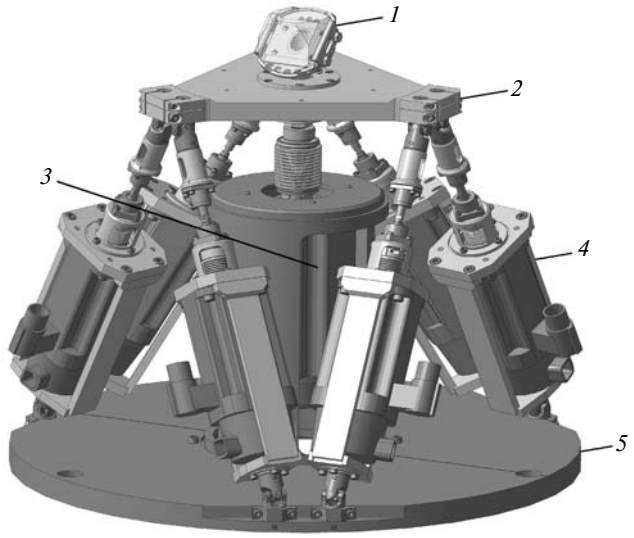


Рис. 2. 3D-модель оптического коммутатора на базе гексапода

анализом видеозаписи и расчетом положения оси и юстирующих перемещений призмы.

В отличие от ряда работ, в которых кинематика гексапода представлена ориентирующими степенями подвижности в виде углов Эйлера, в данной работе используется иной подход:

угол φ собственного вращения призмы исключен из степеней подвижности гексапода и заменен углом γ поворота обособленного привода призмы;

ориентирующие степени подвижности представлены в виде угла β поворота платформы вокруг вектора $\overline{PR}$, что связано с особенностями расчета требуемых положений платформы для позиционирования призмы при юстировке.

Для шарниров b_1, ..., b_6 подвижной платформы и шарниров a_1, ..., a_6 основания обратная задача кинематики разрабатываемого манипулятора имеет решение в виде системы уравнений:

$$\begin{cases} q_1 = \sqrt{(x_{a1}-x_{b1})^2+(y_{a1}-y_{b1})^2+(z_{a1}-z_{b1})^2}; \\ q_2 = \sqrt{(x_{a2}-x_{b2})^2+(y_{a2}-y_{b2})^2+(z_{a2}-z_{b2})^2}; \\ q_3 = \sqrt{(x_{a3}-x_{b3})^2+(y_{a3}-y_{b3})^2+(z_{a3}-z_{b3})^2}; \\ q_4 = \sqrt{(x_{a4}-x_{b4})^2+(y_{a4}-y_{b4})^2+(z_{a4}-z_{b4})^2}; \\ q_5 = \sqrt{(x_{a5}-x_{b5})^2+(y_{a5}-y_{b5})^2+(z_{a5}-z_{b5})^2}; \\ q_6 = \sqrt{(x_{a6}-x_{b6})^2+(y_{a6}-y_{b6})^2+(z_{a6}-z_{b6})^2}; \\ q_7 = \gamma, \end{cases} \quad (1)$$

где q_1, ..., q_6 — координаты приводов штанг гексапода; q_7 — координата привода призмы; x_{bi}, y_{bi}, z_{bi} — координаты i-го шарнира платформы; x_{ai}, y_{ai}, z_{ai} — координаты i-го шарнира основания.

Перемещения шарниров описывает матрица M однородных преобразований размерностью 4×4 для перемещения платформы в точку с координатами x_P, y_P, z_P и поворота ее на угол β вокруг вектора $\overline{PR}$ с координатами x_{PR}, y_{PR}, z_{PR}:

$$M = \begin{pmatrix} \cos\beta+(1-\cos\beta)x_{PR}^2 & (1-\cos\beta)x_{PR}y_{PR}-\sin\beta z_{PR} & (1-\cos\beta)x_{RP}z_{PR}+\sin\beta y_{PR} & x_P \\ (1-\cos\beta)y_{PR}x_{PR}+\sin\beta z_{PR} & \cos\beta+(1-\cos\beta)y_{PR}^2 & (1-\cos\beta)y_{PR}z_{PR}-\sin\beta x_{PR} & y_P \\ (1-\cos\beta)z_{PR}x_{PR}-\sin\beta y_{PR} & (1-\cos\beta)z_{PR}y_{PR}+\sin\beta x_{PR} & \cos\beta+(1-\cos\beta)z_{PR}^2 & z_P \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Используя матрицу (2) для описания перемещения шарнира платформы относительно его начального положения (x_{0bi}, y_{0bi}, z_{0bi}), определяемого геометрией манипулятора, получим систему уравнений, описывающую координаты шарнира:

$$\begin{cases} x_{bi}(x_P, y_P, z_P, \beta, \overline{PR}) = (\cos\beta+(1-\cos\beta)x_{PR}^2)x_{0bi}+((1-\cos\beta)x_{PR}y_{PR}-\sin\beta z_{PR})y_{0bi}+ \\ +((1-\cos\beta)x_{PR}z_{PR}+\sin\beta y_{PR})z_{0bi}+x_P; \\ y_{bi}(x_P, y_P, z_P, \beta, \overline{PR}) = ((1-\cos\beta)y_{PR}x_{PR}+\sin\beta z_{PR})x_{0bi}+(\cos\beta+(1-\cos\beta)y_{PR}^2)y_{0bi}+ \\ +((1-\cos\beta)y_{PR}z_{PR}-\sin\beta x_{PR})z_{0bi}+y_P; \\ z_{bi}(x_P, y_P, z_P, \beta, \overline{PR}) = ((1-\cos\beta)z_{PR}x_{PR}-\sin\beta y_{PR})x_{0bi}+((1-\cos\beta)z_{PR}y_{PR}+\sin\beta x_{PR})y_{0bi}+ \\ +(\cos\beta+(1-\cos\beta)z_{PR}^2)z_{0bi}+z_P. \end{cases} \quad (3)$$

Используя систему (3) уравнений, преобразуем систему (1) уравнений к виду, удобному для определения обобщенных координат гексапода:

$$\begin{cases} q_i = \sqrt{\begin{aligned} &(x_{ai} - (\cos\beta + (1-\cos\beta)x_{PR}^2)x_{0bi} + \\ &+ ((1-\cos\beta)x_{PR}y_{PR} - \sin\beta z_{PR})y_{0bi} + \\ &+ ((1-\cos\beta)x_{PR}z_{PR} + \sin\beta y_{PR})z_{0bi} + x_P)^2 + \\ &+ (y_{ai} - ((1-\cos\beta)y_{PR}x_{PR} + \sin\beta z_{PR})x_{0bi} + \\ &+ (\cos\beta + (1-\cos\beta)y_{PR}^2)y_{0bi} + \\ &+ ((1-\cos\beta)y_{PR}z_{PR} - \sin\beta x_{PR})z_{0bi} + y_P)^2 + \\ &+ (z_{ai} - ((1-\cos\beta)z_{PR}x_{PR} - \sin\beta y_{y_{PR}})x_{0bi} + \\ &+ ((1-\cos\beta)z_{PR}y_{PR} + \sin\beta x_{PR})y_{0bi} + \\ &+ (\cos\beta + (1-\cos\beta)z_{PR}^2)z_{0bi} + z_P)^2; \end{aligned}} \\ q_7 = \gamma, \end{cases} \quad (4)$$

где $i \in [1, 2, 3, 4, 5, 6]$.

Система (4) уравнений предназначена для расчетов длин штанг и позиций призмы при ее позиционировании и является одной из составляющих закона движения (в части кинематики).

Для расчета координат вектора $\overline{PR}$, угла β поворота платформы и угла γ поворота призмы использовали алгоритм автоюстировки, в котором построение главной обратной связи основано на показаниях видеосистемы, фиксирующей положения световых пятен, образованных отведенным пучком излучения на диффузном экране. Подход к формированию обратной связи оптического коммутатора [3, 4] подразумевает наличие двух отведенных пучков. Однако испытания показали, что основное влияние на отклонение оси оказывают угловые разъюстировки. Кроме того, определение линейных разъюстировок затрудняется при малом расстоянии между пластинами, не дающем достаточного "оптического плеча". Поэтому в отличие от работы [4] было решено использовать один отклоненный пучок для скоростной камеры и для расчетов усовершенствовать математический аппарат.

При определении разъюстировок коммутатор дискретно опрашивает излучатели, в то время как скоростная камера записывает видеофайл со световыми пятнами на диффузном экране. Видеофайл представляет собой последовательность кадров — блоков по 204 800 байт. Каждый байт определяет яркость соответствующего пикселя. Координаты центра пятна определяются по среднему арифметическому значению n пикселей, составляющих пятно, в соответствии с системой уравнений:

$$\begin{cases} w(Z) = \dfrac{1}{n}\sum\limits_{i=1}^{n} w(p_i); \\ h(Z) = \dfrac{1}{n}\sum\limits_{i=1}^{n} h(p_i), \end{cases}$$

где $w(Z)$, $h(Z)$ — координаты центра светового пятна соответственно по горизонтали и вертикали видеокадра; $w(p_i)$, $h(p_i)$ — координаты i-го пикселя соответственно по горизонтали и вертикали.

Излучатели расположены в одной плоскости, а их оптические оси сходятся в призме под углами α, где α — угол, который является шагом призмы коммутатора при опросе излучателей. При повороте призмы на угол α для опроса очередного излучателя световое пятно на экране повернется на такой же угол вокруг центра видеокадра. Визуально это выглядит, как перемещение световой точки по окружности диаметром, равным ее отклонению от эталонного положения. Поворот точки необходимо учитывать при расчетах согласно системе уравнений:

$$\begin{cases} \Delta x = x(Z)\cos\alpha + y(Z)\sin\alpha; \\ \Delta y = -x(Z)\sin\alpha + y(Z)\cos\alpha, \end{cases}$$

где Δx и Δy — отклонения пятна от центра кадра соответственно по горизонтали и вертикали с учетом угла α поворота призмы.

По отклонениям светового пятна определяются вертикальная A_V и горизонтальная A_H угловые разъюстировки в соответствии с уравнениями:

$$A_V = \arctan(\Delta x / L_E);$$

$$A_H = \arctan(\Delta y / L_E),$$

где L_E — расстояние от излучателя до диффузного экрана.

По полученным разъюстировкам (A_V, A_H) корректируются координаты оптического коммутатора.

Для дальнейших расчетов введем условные точки, определяющие: $M(x_M, y_M, z_M)$ — источник излучения; $P(x_P, y_P, z_P)$ — призму; $T(x_T, y_T, z_T)$ — целевую точку.

Согласно концепции коммутатора его задачей является позиционирование призмы при выполнении условий:

призма должна позиционироваться в точку P пространства так, чтобы через нее проходила оптическая ось MP излучателя, которая должна быть прямой;

оптическая ось MP излучателя должна быть перпендикулярна входной грани призмы для исключения преломления излучения в ней;

оптическая ось PT отраженного призмой излучения должна проходить через целевую точку T.

Примем эталонное положение призмы за начало координат. Зададим ось MP излучения как прямую в пространстве, в параметрическом виде определяемую системой уравнений:

$$\begin{cases} x = x_M + t; \\ y = y_M - \mathrm{tg}(\alpha - A_H)t; \\ z = z_M + \mathrm{tg}(A_V)t, \end{cases} \quad (5)$$

где x, y, z — декартовы координаты точки прямой PM; t — действительный параметр, предназначенный для задания системы уравнений в параметрическом виде.

Задаем целевую точку T на эталонной отраженной оси. Задаем плоскость I, перпендикулярную оси MP излучения и проходящую через точку T в виде уравнения

$$(x - x_T) - \mathrm{tg}(\alpha - A_H)(y - y_T) + \\ + \mathrm{tg}(A_V)(z - z_T) = 0, \quad (6)$$

где x, y, z — декартовы координаты точки плоскости I.

Так как точка T лежит на оси Z, то ее координаты $x_T = y_T = 0$. Координату z_T обозначим как расстояние L_{PT} от призмы до целевой точки T. Тогда уравнение (6) можно преобразовать к виду

$$x - \mathrm{tg}(\alpha - A_H)y + \mathrm{tg}(A_V)z - \mathrm{tg}(A_V)L_{PT} = 0, \quad (7)$$

Точку пересечения оси MP излучения с плоскостью I получим подстановкой значений x, y, z из системы (5) уравнений в равенство (7):

$$x_M + \mathrm{t} - \mathrm{tg}(\alpha - A_H)(y_M - \mathrm{tg}(\alpha - A_H)t) + \\ + \mathrm{tg}(A_V)(z_M + \mathrm{tg}(A_V)t) - \mathrm{tg}(A_V)L_{PT} = 0. \quad (8)$$

Преобразовав уравнение (8), определим характерный для точки пересечения параметр по формуле

$$t = \frac{-x_M + \mathrm{tg}(\alpha - A_H)y_M - \mathrm{tg}(A_V)z_M + \mathrm{tg}(A_V)L_{PT}}{1 + \mathrm{tg}(\alpha - A_H)^2 + \mathrm{tg}^2(A_V)}. \quad (9)$$

Полученный по формуле (9) параметр t при отклонениях A_H и A_V, определяет точку P (x_P, y_P, z_P) положения призмы в трехмерном пространстве (координаты переносных степеней свободы манипулятора оптического коммутатора) при подстановке в уравнения системы (5).

Позиционирование призмы по ориентирующим степеням подвижности коммутатор осуществляет в два этапа:

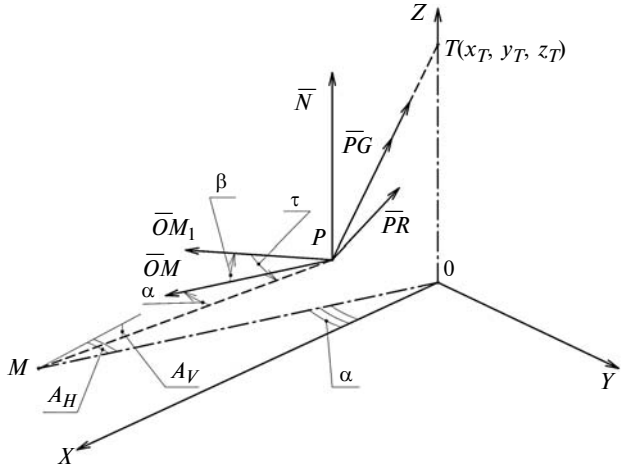


Рис. 3. Схема перемещения призмы коммутатора

поворот призмы вокруг вектора $\overline{PR}$ на такой угол β, при котором нормаль выходной грани проходит через точку T, т. е. нормаль должна совпадать с прямой PT;

поворот призмы вокруг прямой PT на такой угол τ, при котором входная грань перпендикулярна оси излучения (прямой PM).

Для дальнейшего описания позиционирования призмы рассмотрим схему ее перемещений с углами поворотов и их векторами, а также промежуточные положения призмы (рис. 3).

Далее перемещения призмы рассматриваются как перемещения излучателя, расположенного на расстоянии L_{MP} от оптического коммутатора, при угле α поворота призмы для опроса этого излучателя. На рис. 3 показаны: излучатель — точкой M, эталонное излучение — штрихпунктирными линиями, разъюстировки — штриховыми линиями.

Так как все излучатели располагаются в одной плоскости, координаты точки M (x_M, y_M, z_M) определяются системой уравнений:

$$\begin{cases} x_M = L_{MP}\cos\alpha; \\ y_M = L_{MP}\sin\alpha; \\ z_M = 0. \end{cases}$$

При вертикальной (A_V) и горизонтальной (A_H) разъюстировках ось излучения изменит направление и будет соответствовать прямой MP.

После позиционирования призмы из начального положения (начало координат) в точку P(x_P, y_P, z_P) нормаль входной грани призмы будет задаваться вектором $\overline{OM}$ с координатами $L_{MP}\cos\alpha$, $L_{MP}\sin\alpha$, 0, параллельным прямой OM. Нормаль выходной грани призмы будет задаваться вектором $\overline{N}$, параллельным оси Z.

Далее необходимо совместить нормаль выходной грани с прямой PT, чтобы отраженное

призмой излучение попало в точку T. Для этого платформу с призмой нужно повернуть на угол β вокруг вектора $\overline{PR}$, причем вектор должен быть перпендикулярен прямой PT и вектору $\overline{N}$. Для этого введем вектор $\overline{PT}$, параллельный прямой PT с координатами, равными разности координат точки P и точки T. Вектор $\overline{PT}$ имеет следующие координаты:

$$\overline{PT} = \begin{pmatrix} 0 - x_P \\ 0 - y_P \\ L_{PT} - z_P \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -x_P \\ -y_P \\ L_{PT} - z_P \end{pmatrix}.$$

Вектор $\overline{PR}$ есть произведение векторов $\overline{N}$ и $\overline{PT}$ и имеет координаты:

$$\overline{PR} = \overline{N} \times \overline{PT} =$$

$$= \begin{pmatrix} 0(L_{PT} - z_P) - 1(-y_P) \\ 1(-x_P) - 0(L_{PT} - z_P) \\ 0(-y_P) - 0(-x_P) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} y_P \\ -x_P \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (10)$$

Угол β поворота — угол между векторами $\overline{PT}$ и $\overline{N}$, определяется по формуле

$$\beta = \arccos\left(\frac{\overline{N} \times \overline{PT}}{|\overline{N}| \times |\overline{PT}|}\right) =$$

$$= \arccos\left(\frac{z_{PT}}{\sqrt{x_{PT}^2 + y_{PT}^2 + z_{PT}^2}}\right). \quad (11)$$

Угол β, координаты x_{PR}, y_{PR}, z_{PR} вектора $\overline{PR}$ и координаты x_P, y_P, z_P точки P используются в системе (4) уравнений для расчета длин штанг гексапода (обобщенные координаты q_1—q_6).

После поворота платформы с призмой на угол β вокруг вектора $\overline{PR}$ нормаль входной грани призмы будет соответствовать вектору $\overline{OM_1}$, координаты x_{OM_1}, y_{OM_1}, z_{OM_1} которого вместе с координатами верхних шарниров определяются на основании матрицы поворота, аналогичной матрице (2) для вектора $\overline{OM}$, и выражаются произведением матрицы поворота на координаты вектора $\overline{OM}$:

Направление нормали OM_1 входной грани заведомо не совпадает с направлением прямой PM. Однако их совпадение необходимо для того, чтобы излучение было перпендикулярно входной грани призмы. Это достигается поворотом призмы вокруг прямой PT на угол τ, при котором ось излучения (прямая PM) перпендикулярна входной грани.

Угол τ между векторами $\overline{OM_1}$ и $\overline{PM}$ определяли аналогично выражению (11) для угла β по формуле

$$\tau = \arccos\left(\frac{\overline{OM_1} \times \overline{PM}}{|\overline{OM_1}| \times |\overline{PM}|}\right) =$$

$$= \arccos$$

$$\left(\frac{x_{OM_1} x_{PM} + y_{OM_1} y_{PM} + z_{OM_1} z_{PM}}{\sqrt{x_{OM_1}^2 + y_{OM_1}^2 + z_{OM_1}^2}\sqrt{x_{PM}^2 + y_{PM}^2 + z_{PM}^2}}\right). \quad (12)$$

Поворот на угол τ осуществляется вокруг вектора $\overline{PG}$, получаемого как произведение векторов $\overline{OM_1}$ и $\overline{PM}$. Вектор $\overline{PM}$, параллельный прямой PM, имеет координаты, определяемые разностью координат точек P и M по формуле

$$\overline{PM} = \begin{pmatrix} x_M - x_P \\ y_M - y_P \\ z_M - z_P \end{pmatrix}.$$

Вектор $\overline{PG}$ — произведение векторов $\overline{OM_1}$ и $\overline{PM}$, имеет координаты, определяемые по формуле

$$\overline{PG} = \overline{OM_1} \times \overline{PM} =$$

$$= \begin{pmatrix} y_{OM_1}(z_M - z_P) - z_{OM_1}(y_M - y_P) \\ z_{OM_1}(x_M - x_P) - x_{OM_1}(z_M - z_P) \\ x_{OM_1}(y_M - y_P) - y_{OM_1}(x_M - x_P) \end{pmatrix}.$$

По углу τ и координатам x_{PG}, y_{PG}, z_{PG} вектора $\overline{PG}$ корректируется поворот призмы.

Конкретное направление вращения привода на угол τ выбирают согласно направлению вектора $\overline{PG}$. Если векторы $\overline{PG}$ и $\overline{PT}$ имеют одно направление, то вращение осуществляется против часовой стрелки (относительно положительного направления вектора $\overline{PT}$), в противном случае — по

$$\begin{pmatrix} x_{OM_1} \\ y_{OM_1} \\ z_{OM_1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\beta + (1 - \cos\beta)x_{PR}^2 & (1 - \cos\beta)x_{PR}y_{PR} - \sin\beta z_{PR} & (1 - \cos\beta)x_{PR}z_{PR} + \sin\beta y_{PR} \\ (1 - \beta)y_{PR}x_{PR} + \sin\beta z_{PR} & \cos\beta + (1 - \cos\beta)y_{PR}^2 & (1 - \cos\beta)y_{PR}z_{PR} - \sin\beta x_{PR} \\ (1 - \cos\beta)z_{PR}x_{PR} - \sin\beta y_{PR} & (1 - \cos\beta)z_{PR}y_{PR} + \sin\beta x_{PR} & \cos\beta + (1 - \cos\beta)z_{PR}^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_{OM} \\ y_{OM} \\ z_{OM} \end{pmatrix}.$$

часовой стрелке. Направление векторов проверяется по косинусу угла ρ между векторами $\overline{PG}$ и $\overline{PT}$, определяемого по формуле

$$\cos\rho = \frac{\overline{PG} \times \overline{PT}}{|\overline{PG}| \times |\overline{PT}|} =$$

$$= \frac{x_{PG}x_{PT} + y_{PG}y_{PT} + z_{PG}z_{PT}}{\sqrt{x_{PG}^2 + y_{PG}^2 + z_{PG}^2}\sqrt{x_{PT}^2 + y_{PT}^2 + z_{PT}^2}}. \quad (13)$$

Векторы имеют одинаковое направление при $\cos\rho = 1$ и разное — при $\cos\rho = -1$. Таким образом, результирующий угол γ поворота привода призмы можно определить по уравнению

$$\gamma = \alpha - \tau\cos\rho. \quad (14)$$

Таким образом, для излучателя, отстоящего на расстоянии L_{MT} от оптического коммутатора, при угле α поворота призмы и компенсациях вертикальной (A_V) и горизонтальной (A_H) разъюстировок предлагаемый алгоритм будет включать следующие действия:

1) позиционирование штанг гексапода в соответствии с уравнениями (4), определяющими обобщенные координаты q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6 гексапода. При этом угол β определяется выражением (11), координаты x_{PR}, y_{PR}, z_{PR} — выражением (10), а координаты x_P, y_P, z_P — выражением (5) с параметром t, определенным по уравнению (9);

2) вращение призмы коммутатора в соответствии с определением q_7 по уравнению системы (4), при этом угол γ определяется согласно выражению (14), для которого угол τ определяется выражением (12), а cosρ — выражением (13).

Разработанный алгоритм позволяет компенсировать угловые разъюстировки излучателей в системе так, чтобы излучения попадали в целевую точку. Работоспособность алгоритма подтверждена испытаниями образца оптического коммутатора [5].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Подураев Ю. В.** Основы мехатроники: Учеб. пособие. М.: МГТУ "СТАНКИН", 2000. 80 с.

2. **Глазунов В. А.** Разработка манипуляционных механизмов с параллельно-перекрестной структурой // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2008. № 2. С. 90—100.

3. **Кобзев А. А., Потанин Ю. С.** Формирование главной обратной связи в системе автоюстировки на базе оптического коммутатора для многоканальных лазерных комплексов // Фундаментальные исследования. 2014. № 9—2. С. 262—266.

4. **Потанин Ю. С.** Математический алгоритм работы оптического коммутатора многоканальных лазерных систем // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 3. URL: www.science-education.ru/117-13641 (дата обращения: 25.02.2015).

5. **Потанин Ю. С., Кобзев А. А., Сенюшкин А. Г.** Испытания оптического коммутатора на базе привода с параллельной кинематикой // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 6. URL: www.science-education.ru/120-17088 (дата обращения: 25.02.2015).

УДК 669.018

В. В. АНТИПОВ, канд. техн. наук, Н. Ю. СЕРЕБРЕННИКОВА, О. Г. СЕНАТОРОВА, канд. техн. наук, Л. В. МОРОЗОВА, Н. Ф. ЛУКИНА, канд. техн. наук, Ю. Н. НЕФЕДОВА ("ВИАМ" ГНЦ РФ, г. Москва), e-mail: serebrusha@mail.ru

Гибридные слоистые материалы с небольшой скоростью развития усталостной трещины

Рассматривается возможность использования технологичных, легких и высокомодульных алюминий-литиевых сплавов в составе гибридных слоистых материалов, применяемых для производства панелей обшивки крыла самолета.

Ключевые слова: гибридный слоистый материал, армированная панель крыла, обшивка, Al—Li сплав, СИАЛ.

The opportunity of application of technological, lightweight and high-modulus Al-Li alloys as components of hybrid laminate materials, used for production of airplane wing skin panels, is considered.

Keywords: hybrid laminated material, reinforced wing panel, skin, Al-Li alloy, GLARE.

В настоящее время панели для обшивки верхней поверхности крыла самолета изготовляют, как правило, из высокопрочных сплавов серии 7000 системы Al—Zn—Mg—Cu (7075, 7475, 7055, В95пч, В95оч, В96ц-3пч и др.), а панели для обшивки нижней поверхности — из ресурсных среднепрочных сплавов серии 2000 системы Al—Cu—Mg (2324, 2524, Д16ч, 1163 и др.). Перспективными представляются Al—Li сплавы разного назначения (табл. 1) с плотностью до 2600 кг/м^3 и модулем упругости до 80 ГПа, что обеспечивает повышение весовой эффективности и жесткости конструкции крыла, которое является важной частью планера самолета. К внешним обшивкам крыла предъявляют следу-

ющие требования: хорошее качество поверхности, повышенная прочность, определенная жесткость при минимальной массе.

Преимущества металлического алюминиевого крыла: относительно невысокая стоимость; хорошая обрабатываемость резанием; отработанные технологии изготовления полуфабрикатов; хорошая деформируемость материала при формообразовании [1—5].

Для дополнительного снижения веса и повышения ресурса авиационных конструкций осваивают изготовление многослойных обшивок из гибридных слоистых материалов (ГСМ) на основе алюминиевых сплавов и металлополимеров, получаемых преимущественно автоклавным формообразованием [6, 7].

Гибридные клееные слоистые материалы типа СИАЛ (GLARE 1, GLARE 2) на базе тонких листов толщиной 0,35÷0,5 мм имеют хорошие усталостные характеристики. Однако для получения панели толщиной 10÷15 мм обшивки крыла требуется большая многослойность тонких алюминиевых листов и клеевых стеклоармированных препрегов и их тщательная укладка, что более трудоемко по сравнению с изготовлением тонких обшивок фюзеляжа.

Таким образом, для панелей обшивки крыла целесообразнее использовать не целиком многослойную (20/19) композицию материалов типа СИАЛ/GLARE, а применить слоистую композицию из монолитных листов толщиной ~1÷2 мм и прослойки СИАЛа [8, 9].

Таблица 1

Характеристики материалов толщиной ~5 мм для обшивок крыла (направление Д)

Материал	$\sigma_в$, МПа	E, ГПа	dl/dN, мм/10^3 цикл (ΔK = =1 МПа·м$^{1/2}$)	ρ, г/см^3
ГСМ	700÷800	68÷70	0,2	2,45
Ресурсный сплав 1163Т7 (2524Т39)*	≥ 450	70÷71	2,0 (> 2,5)	2,78
Ресурсный Al-Li сплав пониженной плотности 1441Т11*	≥ 440	79÷80	1,7	2,59
Высокопрочный сплав В95очТ2 (7475Т76)*	≥ 510	70÷72	2,3	2,85
Сверхпрочный сплав В96ц-3пчТ12 (7055Т77)*	≥ 615	71÷73	3,5	2,86
ГСМ из однонаправленного СИАЛ-1-1 (7/6) и листов сплава 1441	950	65÷67	0,03	2,35
ГСМ из листов 2024Т3 и однонаправленного GLARE-2	650	65÷67	0,04	2,60

* Монолитный лист

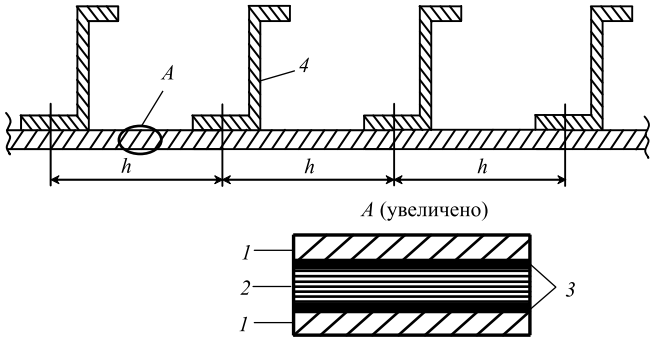


Рис. 1. Фрагмент гибридной слоистой панели со стрингерами:
1 — монолитный лист Al—Li сплава В-1469; *2* — СИАЛ-1-1 (3/2, 4/3 и др.); *3* — клеевой препрег; *4* — стрингер

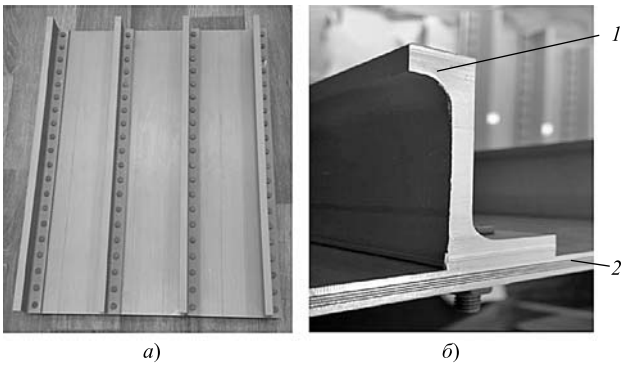


Рис. 2. Обшивка (*а*) и стрингер, прикрепленный к обшивке болтами (*б*):
1 — стрингер из сплава В-1469; *2* — гибридная слоистая обшивка

Обшивка крыла должна быть достаточно жесткой для обеспечения устойчивости. Для этого необходимо правильно с определенным шагом h (рис. 1) расположить ребра жесткости, в качестве которых используют стрингеры из прессованных (рис. 2) или гнутых листовых профилей. Для крепления стрингеров к обшивке применяют типовые заклепки из алюминиевых сплавов или, как в данной работе, болты с уменьшенной шестигранной головкой из титанового сплава ВТ 16, работающие в соединениях на срез [10].

В работе оценивали структуру и свойства обшивки фрагмента прототипа гибридной панели крыла самолета Ту-204, изготовленного в Воронежском акционерном самолетостроительном объединении (ПАО "ВАСО") на основе освоенных в металлургическом производстве Al—Li сплавов: монолитных листов толщиной 1,5÷1,8 мм, прессованных стрингеров Z-образного сечения из высокопрочного сплава В-1469Т1 и тонких (0,3÷0,4 мм) листов ресурсного технологичного среднепрочного высокомодульного (E = 80 ГПа) сплава 1441Т11 в составе однонаправленного материала СИАЛ-1-1 (структуры 3/2 или 4/3).

Для соединения монолитных листов и листов СИАЛа использовали специальный препрег с уве-

личенным содержанием клея. Выбор клеевого препрега зависит от расположения и толщины алюминиевых листов в структуре ГСМ — объемного содержания клеевого связующего и стеклонаполнителя. В прослойках СИАЛ-1-1 применяют однонаправленный клеевой препрег, армированный высокопрочными стекловолокнами со средним объемным содержанием ~60 % [11—13].

В ФГУП "ВИАМ" всесторонне исследовали ГСМ на основе листов из Al—Li сплавов: высокопрочного В-1469 и ресурсного 1441 [14, 15]. Для оценки свойств обшивки на растяжение, сжатие, малоцикловую усталость (МЦУ), скорость роста трещины усталости (СРТУ) использовали стандартные образцы. Фрактографическое исследование образцов (алюминиевых листов) ГСМ после испытаний на СРТУ проводили с использованием оптического комплекса Leica и сканирующего электронного микроскопа Jeol JSM 6490L. Обшивка толщиной 5 мм из ГСМ на основе монолитных (t = 1,5 мм) листов Al—Li сплава В-1469Т1 и однонаправленного слоистого алюмостеклопластика СИАЛ-1-1 на основе тонких (t = 0,35 мм) листов Al—Li сплава 1441Т11 имеет следующие свойства: ρ = 2,45 г/см^3, E = 68 ГПа, $E_{сж}$ = 70 ГПа, $\sigma_в$ = 720 МПа, $\sigma_{0,2}$ = = 460 МПа, $\sigma_{-0,2}$ = 480 МПа, δ_5 = 4,5 %.

Долговечность продольных образцов с отверстием (коэффициент концентрации напряжений K_t = 2,6) при испытаниях на МЦУ с σ_{max} = 157 МПа до полного разрушения составила $N_{ср} = 220 \cdot 10^3$ циклов.

Образцы (шириной 100 мм) гибридной слоистой панели испытывали на СРТУ с определением dl/dN (коэффициент асимметрии цикла R = 0,1, частота нагружения f = 5 Гц) при коэффициенте интенсивности напряжений (КИН) ΔK до 37,2 МПа · м$^{1/2}$ и напряжениях σ_{max} = 98 и 137 МПа (табл. 2). Фиксировали СРТУ по внешним монолитным листам образца. Установлено, что СРТУ в гибридной слоистой панели имеет низкие значения: dl/dN < 0,2 мм/10^3 цикл (σ_{max} = 98 МПа) и dl/dN < 0,7 мм/10^3 цикл (σ_{max} = 137 МПа) при ΔK = 37,2 МПа · м$^{1/2}$ по сравнению со сплавом В-1469 (dl/dN = 2 мм/10^3 цикл) (рис. 3).

В ГСМ на основе монолитных листов Al—Li сплавов с использованием алюмостеклопластика класса СИАЛ внешние монолитные металлические

Таблица 2

СРТУ образцов гибридной панели крыла (направление ДП)

Параметры испытаний	СРТУ (dl/dN), мм/10^3 циклов						
КИН ΔK, МПа · м$^{1/2}$	18,6	21,7	24,8	27,8	31,0	34,1	37,2
Напряжения σ_{max}, МПа:							
98	0,140	0,145	0,145	0,150	0,160	0,165	0,175
137	0,56	0,59	0,60	0,61	0,63	0,65	0,68

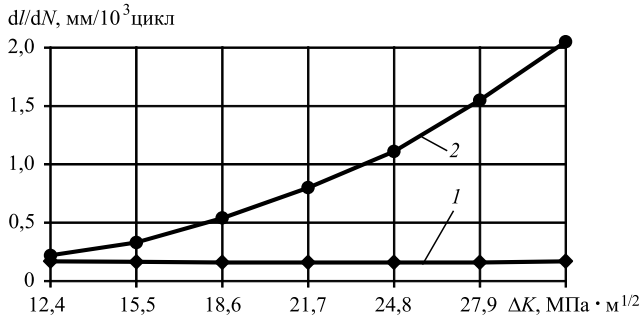


Рис. 3. Зависимости СРТУ (dl/dN) от ΔK в ГСМ (*1*) и обшивке из сплава В-1469Т1 (*2*) при нагрузке брутто σ_{max} = 98 МПа

листы имеют более высокий модуль упругости по сравнению со слоями стеклопластика. Напряжения между металлическими листами и слоями стеклопластика распределяются неравномерно. Внешние металлические листы из сплава В-1469 нагружены больше, чем внутренние тонкие листы материала СИАЛ и слои стеклопластика. Зарождение трещины происходит во внешних листах ГСМ.

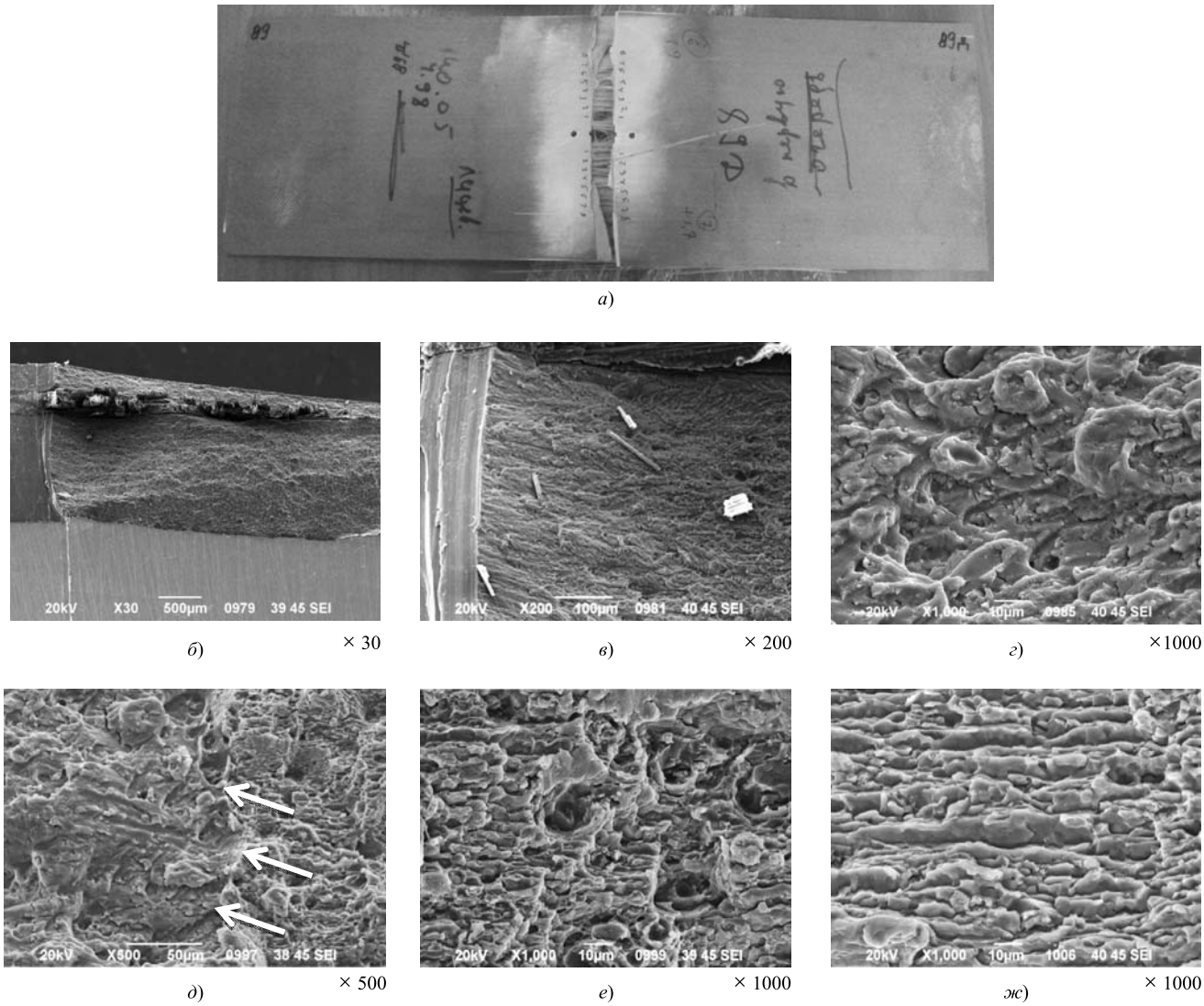
На образцах после испытаний на СРТУ (dl/dN = 0,16 мм/10^3 цикл при ΔK = 31 МПа · м$^{1/2}$) проводили фрактографическое исследование алюминий-литиевых листов в составе ГСМ (рис. 4, *а*). Для анализа срезали стекловолокна и на поверхность напыляли микрослой платины. Было установлено, что усталостное разрушение в наружном листе (t = 1,5 мм) сплава В-1469Т1 развивается внутризеренно от надреза в отверстии (рис. 4, *б*), распространяется от поверхности листа с дальнейшим формированием перообразного рельефа (рис. 4, *в*) с усталостными бороздками, ориентированными параллельно развитию магистральной трещины (рис. 4, *г*). Длина усталостной трещины составила 34 мм. Далее наблюдается переход от усталостного разрушения к однократному статическому разрушению (рис. 4, *д*, стрелки). За зоной усталости наблюдается зона ямочного рельефа (рис. 4, *е*). В доломе разрушение проходит преимущественно с образованием гребней исходной структуры листов В-1469Т1 (рис. 4, *ж*).

В тонком внешнем листе (t = 0,3÷0,5 мм) сплава 1441Т11 в составе материала СИАЛ очаги разрушения развиваются от поверхности алюмостеклопластика у надреза в отверстии (рис. 5, *а*). Длина усталостной трещины составила 21 мм, что меньше, чем в наружных листах сплава В-1469Т1. На поверхности листа, контактирующего со слоями стеклопластика, наблюдаются трещины, параллельные излому (рис. 5, *б*). Далее статическое разрушение идет по механизму вязкого среза (рис. 5, *в*).

В центральном тонком листе (t = 0,3÷0,5 мм) сплава 1441Т11 в составе материала СИАЛ образовались две параллельные типичные усталостные трещины, развивающиеся от надреза в отверстии, с усталостными бороздками (рис. 6, *а*). Длина уста-

лостной трещины составила 14 мм, что меньше, чем в наружных листах сплава В-1469Т1 и внешних листах СИАЛ. Также присутствуют вторичные очаги разрушения, развивающиеся от поверхности в местах контакта со стеклопластиком (рис. 6, *б*). В доломе разрушение наблюдается как по границам зерен, так и по механизму вязкого среза (рис. 6, *в*).

Как показали наблюдения, слои стеклопластика на основе клеевых препрегов, армированных стекловолокном, значительно тормозят зарождение и развитие усталостных трещин в листах из Al—Li сплавов. В гибридном материале СРТУ значительно ниже (более чем в 10 раз), чем в монолитном сплаве.

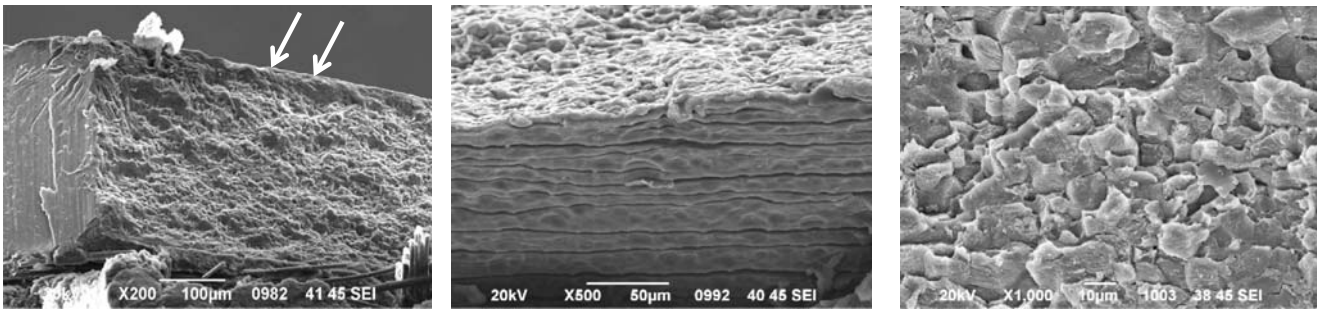


а)

б) × 30 *в*) × 200 *г*) ×1000

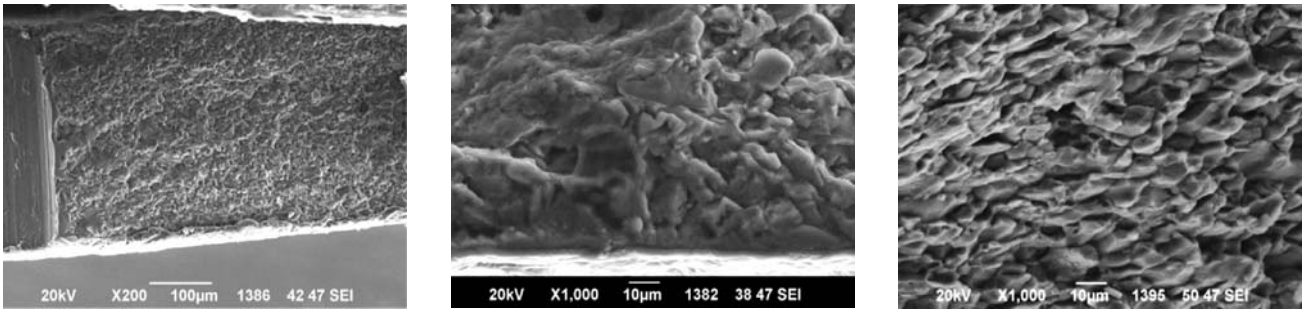
д) × 500 *е*) × 1000 *ж*) × 1000

Рис. 4. Строение излома листа из сплава В-1469Т1 (внешний лист ГСМ)



а) × 200 *б*) × 500 *в*) × 1000

Рис. 5. Строение излома внешнего тонкого листа из сплава 1441Т11 в составе СИАЛа



× 200 *а*) × 1000 *б*) × 1000 *в*)

Рис. 6. Строение излома центрального тонкого листа из сплава 1441Т11 в составе СИАЛа

Высокая прочность ГСМ ($\sigma_в$ > 720 МПа) достигается суммарной прочностью Al—Li листов и прочностью стекловолокон, входящих в состав клеевых препрегов.

Использование перспективного гибридного слоистого композиционного материала для изготовления панелей обшивки верхней и нижней поверхностей крыла способствует снижению веса конструкции (на ~15 %) и повышению сопротивления СРТУ благодаря строению и компонентам слоистого материала.

Снижение веса конструкции (на ~15 %) достигается применением в ГСМ листов из Al—Li сплавов с пониженной плотностью (ρ ~ 2,60 г/см^3 для сплава 1441 и ρ ~ 2,67 г/см^3 для сплава В-1469), а также клеевого связующего с низкой плотностью (ρ ~ 1,4 г/см^3).

Гибридные слоистые материалы с частичным армированием алюмостеклопластиком СИАЛ-1-1 (GLARE-3) рекомендуются для конструкционного применения в обшивках крыла самолета взамен монолитных листов из алюминиевых и алюминий-литиевых сплавов. Толщина обшивки может быть переменной в соответствии с условиями эксплуатации крыла: меньше в концевой части крыла и максимальная в корневых сечениях соединения с фюзеляжем. Необходимая сложная конфигурация обшивки может быть создана с помощью автоклавного формования. Метод сращивания слоистых композиционных материалов позволяет изготовлять панели обшивки крыльев требуемой длины и ширины.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Каблов Е. Н.** Инновационные разработки ФГУП "ВИАМ" ГНЦ РФ по реализации "Стратегических направлений развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года" // Авиационные материалы и технологии. 2015. № 1 (34). С. 3—33.

2. **Фридляндер И. Н., Колобнев Н. И., Сандлер В. С.** Алюминий-литиевые сплавы: Энциклопедия. Цветные металлы и сплавы. Композиционные металлические материалы. Т. II-3. / Под ред. И. Н. Фридляндера, Е. Н. Каблова. М.: Машиностроение, 2001. С. 156—185.

3. **Антипов В. В.** Стратегия развития титановых, магниевых, бериллиевых и алюминиевых сплавов // Авиационные материалы и технологии. 2012. № S. С. 226—230.

4. **Каблов Е. Н.** Всероссийскому институту авиационных материалов — 80 лет // Деформация и разрушение материалов. 2012. № 6. С. 17—19.

5. **Каблов Е. Н.** ВИАМ: Продолжение пути // Наука в России. 2012. № 11. С. 16—21.

6. **Слоистые** металлополимерные композиционные материалы / О. Г. Сенаторова, В. В. Антипов, Н. Ф. Лукина и др. // Авиационные материалы и технологии. 2012. № S. С. 226—230.

7. **Высокопрочные**, трещиностойкие, легкие алюмостеклопластики СИАЛ — перспективные материалы для авиационных конструкций / О. Г. Сенаторова, В. В. Антипов, Н. Ф. Лукина и др. // ТЛС. 2009. № 2. С. 29—31.

8. **Plokker M., Daverschot D., Beumler T.** Hybrid structure solution for the A400M wing attachment frames // 25th ICAF Symposium — Rotterdam, 27—29 May 2009.

9. **The development** of central / Roebroeks Geert H. J. J., Hooijmeijer Peter A., Kroon Erik J., Heinimann Markus B. // First International Conference on Damage Tolerance of Aircraft Structures. 2009.

10. **Проектирование,** конструкции и системы самолетов и вертолетов. Кн. 2. Самолеты и вертолеты. Т. IV-21. Машиностроение: Энциклопедия в 40 т. М.: Машиностороение, 2004. С. 226—252.

11. **Конструкционные** слоистые алюмостеклопластики 1441-СИАЛ / В. В. Шестов, В. В. Антипов, О. Г. Сенаторова, В. В. Сидельников // МиТОМ. 2013. № 9. С. 28—32.

12. **Новый** класс слоистых алюмостеклопластиков на основе алюминий-литиевого сплава 1441 с пониженной плотностью / Е. Н. Каблов, В. В. Антипов, О. Г. Сенаторова, Н. Ф. Лукина // Вестник МГТУ им Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2011. № SP2. С. 174—184.

13. **Клееные** металлические и слоистые композиты: Энциклопедия. Цветные металлы и сплавы. Композиционные металлические материалы Т. II-3. / И. Н. Фридляндер, Л. И. Аниховская, О. Г. Сенаторова и др.; Под ред. И. Н. Фридляндера, Е. Н. Каблова. М.: Машиностроение, 2001. С. 814—832.

14. **Гибридные** слоистые крыльевые материалы на базе алюминий-литиевых сплавов / Н. Ю. Серебренникова, В. В. Антипов, О. Г. Сенаторова и др. // Авиационные материалы и технологии. 2016. № 3. С. 3—8.

15. **Расчет** на прочность гибридной панели крыла на базе листов и профилей из высокопрочного алюминий-литиевого сплава и слоистого алюмостеклопластика / Е. И. Орешко, В. С. Ерасов, Н. Ю. Подживотов, А. Н. Луценко // Авиационные материалы и технологии. 2016. № 1. С. 53—61.

УДК 621.852.13

В. К. МАРТЫНОВ, д-р техн. наук (МГТУ — "МАМИ"), e-mail: amart61@inbox.ru

К учету центробежных сил в ременных передачах

Рассматривается учет влияния скорости ремня в ременных передачах при сохранении количества движения и прямолинейном движении ветвей переменной массы. Показано, что центробежная сила является реакцией на движение ремней на шкивах.

Ключевые слова: ремень, шкив, передача, ветвь, масса, сила, натяжение.

The belt speed effect in belt gears at momentum conservation and linear movement of branches with variable mass is considered. It is shown, that centrifugal force is a reaction on belts movement on pulleys.

Keywords: belt, pulley, gear, branch, mass, force, strain.

В теории ременных передач действие центробежной силы рассматривается как реакция на движение ремня на шкивах, вызывающая его дополнительное натяжение, и подчеркивается, что причиной является криволинейная траектория, представляющая чаще всего дугу окружности [1, 2]. Однако такое положение — спорно. Во-первых, центробежная сила является не активной, а зависимой, так как не может быть приложена к телу в отличие от других сил и представляет, по существу, реакцию на движение. Во-вторых, не правомерно считать, что она зависит от криволинейности траектории.

Теоретически центробежная сила описывается уравнением

$$F_{ц} = mv^2, \tag{1}$$

где $F_{ц}$ — дополнительная сила натяжения ремня; m и v — погонная масса и скорость ремня.

Зависимость (1) получена из рассмотрения равновесия элемента ремня на шкиве, и, как видим, сила не зависит от вида траектории. Далее рассмотрим, может ли она быть прямолинейной. Отметим, что согласно принципам классической механики [3] движение ремня в передаче должно подчиняться трем фундаментальным законам: сохранения количества движения; сохранения массы в виде уравнения неразрывности; сохранения энергии.

Рассмотрим работу ременной двухшкивной передачи на холостом ходу. До начала движения ремня создается его начальное натяжение F_0, за которое принимаем положение ветвей в остановленной передаче. После пуска передачи ремень приобретает скорость v. Для ветвей передачи становится характерным движение массы ремня относительно начального положения из одной ветви в другую. Это условие требует выполнения закона сохранения количества движения [3]. С учетом того, что в рассматриваемой передаче скорости движения каждой ветви ремня в начале и конце одинаковы, воспользуемся уравнением Мещерского [4]:

$$\mathrm{d}(Mv)/\mathrm{d}t = F_{вн}, \tag{2}$$

где Mv — количество движения; M — масса ветви; t — время; $F_{вн}$ — полная внешняя сила.

Развернутое уравнение (2) имеет вид:

$$M\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} + v\frac{\mathrm{d}M}{\mathrm{d}t} = F_{вн}. \tag{3}$$

Внесем коррективы: при v = const ускорение $\mathrm{d}v/\mathrm{d}t = 0$; в начальный момент при $v = 0$ сила $F = F_0$, но в общем случае для удовлетворения равенства (3) следует принять:

$$F_{вн} = F - F_0,$$

где F — текущее натяжение ремня на ходу передачи; $\mathrm{d}M = m\mathrm{d}S$ — элементарная масса ремня, где $\mathrm{d}S$ — длина бесконечно малого элемента ремня.

Преобразуем уравнение (3) с учетом того, что $\mathrm{d}S/\mathrm{d}t = v$, и получим:

$$v\frac{\mathrm{d}M}{\mathrm{d}t} = F - F_0 = mv^2,$$

т. е. сила натяжения ремня на холостом ходу передачи определяется уравнением

$$F = F_0 + mv^2,$$

которое совпадает с принятым ранее [уравнение (1)], но на другой базе.

Таким образом, появление второго слагаемого в уравнении (3) связано вовсе не с движением ремня по криволинейной траектории, а наоборот — с прямолинейным движением ветвей при относительном изменении массы. Набегающая на шкив ветвь, в которой дополнительная сила $F_{ц}$ будет первичной, уравновесится затем центробежной силой как реактивной.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пронин Б. А., Ревков Г. А.** Бесступенчатые и фрикционные передачи. М.: Машиностроение, 1980. 318 с.

2. **Иосилевич Г. Б.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 367 с.

3. **Лойцянский Л. Г., Лурье А. И.** Курс теоретической механики. Т. 2. М.: Наука, 1983. 640 с.

4. **Пановко Я. Г.** Механика деформируемого твердого тела. М.: Наука, 1985. 287 с.

УДК 539.3

И. Ю. ЦУКАНОВ, канд. техн. наук, А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
В. Д. ДАНИЛОВ, канд. техн. наук (Национальный исследовательский ТУ МИСиС),
e-mail: ivan.yu.tsukanov@gmail.com

Влияние геометрии неровностей при упругом контакте поверхностей с регулярным микрорельефом[1]

Рассмотрено влияние геометрии неровностей — формы и дополнительной гармоники на параметры упругого контакта плоской поверхности и поверхности с регулярным микрорельефом на основании обобщения плоской задачи об упругом контакте полуплоскости и волнистой поверхности. Показано, что эпюра контактного давления зависит от градиента формы неровности и взаимного влияния соседних неровностей.

Ключевые слова: поверхность, упругий контакт, неровность, шероховатость, волнистость, эпюра давлений.

The influence of asperities geometry — shape and an additional harmonic, on parameters of elastic contact between a flat surface and a surface with regular microrelief basing on generalization of elastic contact plane problem between a half-plane and a wavy surface, is considered. It is shown, that contact pressure diagram depends on gradient of asperity shape and mutual influence of adjacent asperities.

Keywords: surface, elastic contact, asperity, roughness, waviness, pressure diagram.

Сухое трение при взаимодействии твердых деформируемых тел во многом зависит от взаимодействия неровностей их поверхностей, обусловленных свойствами материала и его обработкой. Механизм взаимодействия поверхностей сопряженных деталей и их функциональные и эксплуатационные характеристики зависят от таких параметров контакта, как давление и площадь контакта.

Большая часть исследований по контактному взаимодействию поверхностей посвящена сопряжениям металлических деталей, которые характеризуются высоким модулем упругости, а их взаимодействие при высоких нагрузках носит упругопластический или пластический характер [1—3]. В окружающем нас мире и технике огромное множество контактных взаимодействий поверхностей различных тел, при этом часто одно из взаимодействующих тел имеет значительно более низкий модуль упругости, например контактная пара "металл — полимерно-матричный композит".

Как правило, в таких парах металлические поверхности подвергаются чистовой или отделочной обработке [2]. Если обработка осуществляется лезвийным инструментом, то основная составляющая неровностей имеет периодический квазирегулярный характер [4].

При взаимодействии таких неровностей с поверхностью тела, имеющего низкий модуль упругости, возможны и частичный, и полный контакты. При этом картину данного взаимодействия нельзя описать моделью единичного контакта, поэтому используют описание поверхности с регулярным микрорельефом в виде периодической функции. Исследования контакта плоской поверхности и поверхности с регулярным микрорельефом, в которой неровности описываются синусоидой, приведены в работах [5, 6], в которых были получены точные замкнутые решения контактной задачи.

Геометрия неровностей поверхностей деталей зависит от метода и режима обработки [2]. Неровности поверхностей контактирующих деталей во многом определяют трибологические показатели сопряжения. Данные исследования контактного взаимодействия направлены на определения рациональной формы неровностей поверхностей. Для единичного контакта замкнутое решение двумерной контактной задачи для поверхности, описываемой степенной функцией, впервые получено в работе [7]. В настоящей работе рассмотрим периодическую задачу, учитывающую взаимное влияние соседних неровностей [6].

[1] Работа выполнена в рамках ФЦП "Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014—2020 гг.". Проект RFMEFI57815X0108.

На фактор формы неровности при взаимодействии также влияет наличие более мелких неровностей, возникающих, например, вследствие копирования микрогеометрии лезвийного инструмента [2]. В теории сухого трения полимерных материалов актуальной задачей является изучение взаимного влияния неровностей с разными размерными характеристиками [8].

Рассмотрим влияние геометрии регулярных неровностей на изменение распределения контактного давления в зависимости от длины контакта на основании решения периодической плоской контактной задачи теории упругости.

Методы, подходы и допущения

Так как при чистовой обработке шаг неровностей значительно превышает их высоту [2], то допустимо рассматривать задачу для упругой полуплоскости. Так как решение упругой задачи зависит только от формы зазора, будем исследовать взаимодействие эквивалентной поверхности, имеющей неровности, с полуплоскостью. Рассматриваем неровности двух гармоник: регулярные произвольной формы (волнистость) — $w(x, m)$ и регулярные синусоидальные (шероховатость) $r(x)$:

$$f(x) = w(x, m) + r(x). \qquad (1)$$

Предлагается регулярную волнистость произвольной формы описывать функцией (рис. 1)

$$w(x, m) = \frac{H_w(m+1)\cos(\pi x/b_w)}{\left|m\cos(\pi x/b_w)\right| + 1}, \qquad (2)$$

где H_w и b_w — высота и ширина по средней линии неровности волнистости; m — параметр формы.

При $m = 0$ функция (2) представляет собой синусоиду, при $m = 0{,}2$ — аппроксимирует параболу второго порядка. С увеличением параметра m форма неровности стремится к прямоугольной.

Регулярные коротковолновые неровности (шероховатость) моделируются синусоидальной гармоникой:

$$r(x) = H_r\cos(\pi x/b_r) = H_r\cos(\pi n x/b_w), \qquad (3)$$

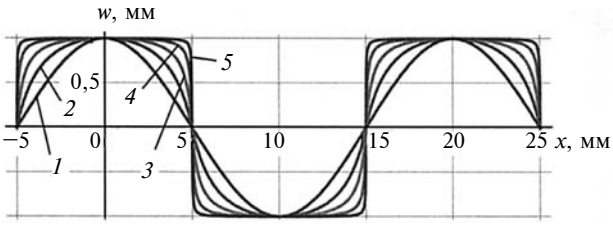


Рис. 1. Графики функции (2), описывающей волнистость, при H_w = 1 мм, b_w = 10 мм и m = 0,2 (*1*); 2 (*2*); 8 (*3*); 35 (*4*); 250 (*5*)

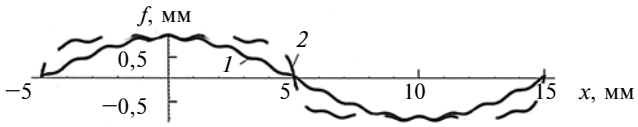


Рис. 2. Графики профиля поверхности с двумя гармониками регулярных неровностей при H_w = 1 мм; b_w = 10 мм; H_r = 0,05 мм; n = 16 и m = 0 (*1*), 10 (*2*)

где H_r и b_r — высота и ширина по средней линии неровности шероховатости; $n = b_w/b_r$ — волновой коэффициент.

Пример профиля с двумя гармониками регулярных неровностей представлен на рис. 2.

Принимаем, что материалы контактирующих тел — линейно упругие и изотропные. Влияние трения между поверхностями ввиду различия упругих констант на нормальные давления не учитываем. Будем использовать математический подход Дж. М. Блока и Л. М. Кира [9] для плоской периодической контактной задачи, в основе которого лежит суперпозиция решений Фламана (для точечных сил) при замене переменных для функции зазора (формы поверхности):

$$\left.\begin{aligned} u &= \mathrm{tg}(\xi/2); \\ \nu &= \mathrm{tg}(x/2); \\ \alpha &= \mathrm{tg}(a/2), \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

где ξ — координата локальной системы координат внутри зоны контакта; $2a$ — длина зоны контакта.

Так как рассматривается контакт симметричных поверхностей без трения, то два основных исходных уравнения контактной задачи после замены переменных (4) будут иметь вид [9]:

$$E^*\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{2}{\pi}\int_{-\alpha}^{\alpha}\frac{p(u)}{\nu - u}\,\mathrm{d}u; \qquad (5)$$

$$P = \int_{-\alpha}^{\alpha} p(x)\mathrm{d}x = \int_{-\alpha}^{\alpha}\frac{2p(\nu)}{1+\nu^2}\,\mathrm{d}\nu. \qquad (6)$$

Здесь уравнение (5) — интегральное уравнение с учетом замены переменных для определения контактного давления; уравнение (6) — уравнение равновесия в исходных и преобразованных переменных, где $h = \delta - f(x)$ — разность перемещений контактирующих поверхностей внутри области контакта (δ — сближение в контакте, $f(x)$ — функция, описывающая форму неровности); E^* — приведенный модуль упругости:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}, \qquad (7)$$

где индексы "1" и "2" обозначают соответственно первый и второй материалы контактирующих тел.

Решение задачи

На рис. 3 представлена схема контакта полуплоскости и поверхности с регулярным микрорельефом с двумя гармониками неровностей. Для упрощения принимаем период $L_w = 2b_w = 2\pi$. Тогда суммарный профиль регулярных неровностей (1) можно записать как

$$f(x, m) = \frac{H_w(m+1)\cos x}{|m\cos x| + 1} + H_r\cos(nx). \qquad (8)$$

Разность нормальных перемещений определяется выражением

$$h(x, m) = \\ = \delta - \left(H_w - \frac{H_w(m+1)\cos x}{|m\cos x| + 1} + H_r - H_r\cos(nx)\right). \qquad (9)$$

Продифференцировав выражение (9) и выполнив соответствующие преобразования, получим:

$$\frac{\partial h(x, m)}{\partial x} = -\frac{H_w(m+1)\sin x}{(|m\cos x| + 1)^2} - H_r n\sin(nx). \qquad (10)$$

Рассмотрим две гармоники регулярного микрорельефа по отдельности на основании принципа суперпозиции решений. В первом слагаемом формулы (10) заменим переменные в соответствии с выражениями (4) и после преобразований запишем интегральное уравнение (5) для неровностей волнистости:

$$-H_w E^* \frac{2(m+1)\nu(\nu^2+1)}{(m - m\nu^2 + \nu^2 + 1)^2} = \frac{2}{\pi}\int_{-\alpha}^{\alpha} \frac{p(u)}{\nu - u}\,\mathrm{d}u. \qquad (11)$$

Поскольку граница области контакта неизвестна, а эпюра контактных давлений будет симметричной в силу симметрии задачи, то используем несингулярное на обеих границах решение [9]:

$$p_w(\nu, m) = -\frac{E^*}{2\pi}\sqrt{\alpha^2 - \nu^2} \times \\ \times \int_{-\alpha}^{\alpha} \frac{H_w 2(m+1)u(u^2+1)}{(m - mu^2 + u^2 + 1)^2} \frac{1}{\sqrt{\alpha^2 - u^2}} \frac{1}{u - \nu}\,\mathrm{d}u. \qquad (12)$$

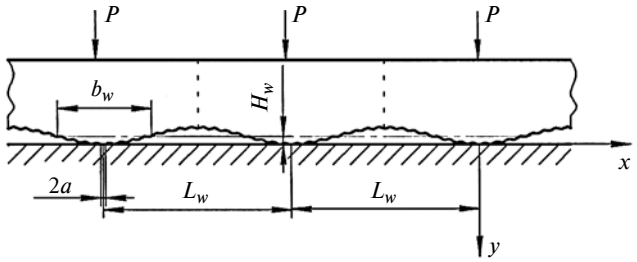


Рис. 3. Расчетная схема контакта полуплоскости и поверхности с регулярным микрорельефом с двумя гармониками неровностей

Решение интеграла (12) для волнистости произвольной формы, полученное разложением на простые дроби имеет вид:

$$p_w(\nu, m) = \\ = -\frac{H_w E^*(m+1)^2\sqrt{\alpha^2 - \nu^2}(\nu^2+1)(\alpha^2+1)}{\sqrt{\alpha^2+1}(m - m\nu^2 + \nu^2 + 1)^2(m - m\alpha^2 + \alpha^2 + 1)}. \qquad (13)$$

Возвращаясь к исходным переменным и произвольному периоду, с учетом положительности давлений запишем распределение контактного давления для гармоники неровностей волнистости с произвольной формой волн $w(x, m)$:

$$p_w(x, m) = G(x, m)\frac{\sqrt{2}\pi H_w E^*}{2b_w}|\cos(\pi x/2b_w)| \times \\ \times \sqrt{\cos(\pi x/b_w) - \cos(\pi a/b_w)}, \qquad (14)$$

где $G(x, m)$ — фактор модификации геометрии неровности:

$$G(x, m) = (m+1)^2(|m\cos(\pi x/b_w)| + 1)^{-2} \times \\ \times (m\cos(\pi a/b_w) + 1)^{-1}. \qquad (15)$$

Формула (14) представляет собой обобщение решения Вестергаарда [5, 9] для синусоиды, и при $m = 0$ эти решения совпадают. Заметим, что зависимость (14) при $a > 0{,}5b_w$ применима только при $m < 1$, что связано с принятыми допущениями о малости градиента формы неровности.

Рассмотрим решение для второй гармоники неровностей $r(x)$. При полном контакте в силу линейности задачи функция общего контактного давления $p(x, m)$ выражается суперпозицией решений для отдельных гармоник [10]. При $m = 0$ общее решение для функции (8) при полном контакте имеет вид:

$$p(x, m = 0) = \frac{\pi E^*}{b_w}[H_w(\cos(\pi x/b_w) + 1) + \\ + nH_r(\cos(\pi nx/b_w) + 1)]. \qquad (16)$$

Рассмотрим частичный контакт. Предложенный способ решения можно применить, если градиенты обеих составляющих профиля записаны в одних и тех же переменных. Для этого представим второе слагаемое зависимости (10) в виде конечного произведения:

для четного n

$$\frac{\partial h_r(x)}{\mathrm{d}x} = \\ = -H_r n^2\sin(x)\cos(x)\prod_{k=1}^{\frac{n-2}{2}}\left(1 - \frac{\sin^2(x)}{\sin^2(2\pi k/n)}\right); \qquad (17)$$

для нечетного n

$$\frac{\partial h_r(x)}{\mathrm{d}x} = -H_r n^2 \sin(x) \prod_{k=1}^{\frac{n-1}{2}} \left(1 - \frac{\sin^2(x)}{\sin^2(2\pi k/n)}\right). \quad (18)$$

Учитывая схожесть вычислений, ограничимся решением для четного n.

Заменим переменные в формуле (17) и в соответствии с правилом интегрирования суммы получим инверсию интегрального уравнения (5) для составляющей $r(x)$:

$$p_r(u) = \frac{E^* H_r n^2}{2\pi} \sqrt{\alpha^2 - \nu^2} \times$$

$$\times \int_{-\alpha}^{\alpha} \left[\frac{2u}{1+u^2} \frac{1-u^2}{1+u^2} \prod_{k=1}^{\frac{n-2}{2}} \left(1 - \frac{4u^2}{(1+u^2)^2 \sin^2(2\pi k/n)}\right)\right] \times$$

$$\times \frac{1}{\sqrt{\alpha^2 - u^2}} \frac{1}{u - \nu} \mathrm{d}u. \quad (19)$$

Для значений $a \le b_r$ получим приближенное замкнутое решение интеграла (19) разложением на простые дроби выражения в квадратных скобках:

$$p_r(\nu) =$$

$$= -\frac{E^* H_r n^2}{2} \sqrt{\alpha^2 - \nu^2} \sum_{i=1}^{n} \frac{k_i}{(\alpha^2+1)^{i/2} (\nu^2+1)^i}, \quad (20)$$

где k_i — коэффициенты разложения, определяемые с помощью ЭВМ (например, в программе MathCAD).

Возвращаясь к исходным переменным и произвольному периоду, с учетом положительности давлений запишем распределение контактного давления для гармоники неровностей профиля шероховатости $r(x)$:

$$p_r(x) = \frac{E^* H_r n^2}{2} \sqrt{\mathrm{tg}\left(\frac{\pi\alpha}{2b_w}\right)^2 - \mathrm{tg}\left(\frac{\pi x}{2b_w}\right)^2} \times$$

$$\times \sum_{i=1}^{n} \frac{k_i}{(\mathrm{tg}(\pi a/2b_w)^2 + 1)^{i/2} (\mathrm{tg}(\pi x/2b_w)^2 + 1)^i}. \quad (21)$$

При $a \le b_r$ общее решение для контактного давления на основании принципа суперпозиции выражается суммой зависимостей (14) и (21) для гармоник $w(x, m)$ и $r(x)$:

$$p(x, m) = p_w(x, m) + p_r(x). \quad (22)$$

Полную нагрузку можно определить численным интегрированием выражения (22) с учетом уравнения (6).

На рис. 4 представлены эпюры давлений в зависимости от формы неровностей волнистости (параметра m) и размера a контакта согласно формулам (14) и (15).

При частичном контакте (см. рис. 4, *а*) с увеличением параметров m и a максимальное давление снижается. При этом с увеличением m эпюра давлений сначала сглаживается, а при дальнейшем увеличении имеются максимумы по краям зоны контакта. При $a = b_w/2$ и $x/a = 0$ давление одинаково для всех m. При полном контакте (см. рис. 4, *б*) с увеличением параметра m максимальное давление значительно возрастает, эпюры давлений аналогичны эпюрам частичного контакта, но их вид значительнее зависит от m. Следовательно, эпюра нормальных давлений чувствительна к изменению формы неровностей, особенно при больших значениях параметра a, что обусловлено совокупным воздействием соседних неровностей и увеличением градиента формы неровности при $a > 0{,}5b_w$. Так как последний является тангенсом угла наклона касательной к ее контуру, то очевидно, что при больших упругих деформациях регулярных неровностей наибольшее влияние на параметры контакта оказывает угол наклона неровности. При малых упругих деформациях градиент формы неровности важен лишь в окрестностях ее вершины, поэтому можно ее представить радиусом кривизны при вершине [5].

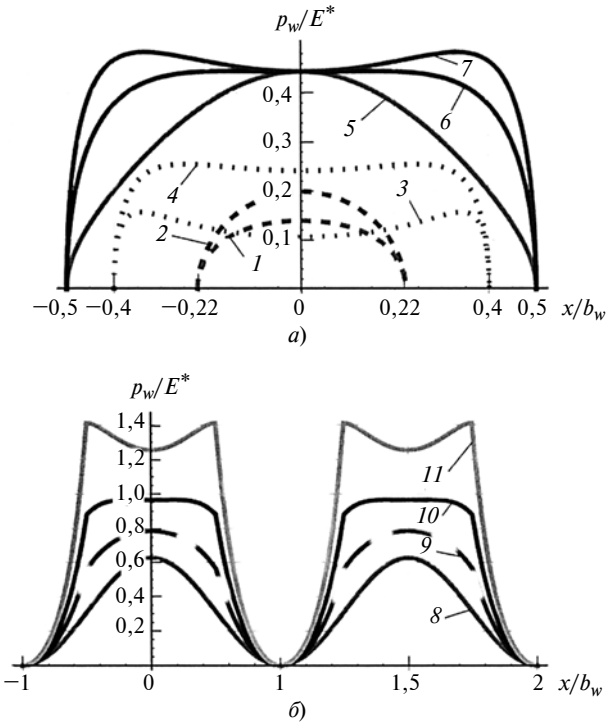


Рис. 4. Эпюры безразмерного контактного давления, полученные по формулам (14) и (15), в зависимости от параметра *m* для частичного (*а*) и полного (*б*) контактов при H_w = 1 мм; b_w = 10 мм и *m* = 0,7 (*1*); 0,1 (*2*); 8 (*3*); 1,7 (*4*); 0 (*5*); 0,65 (*6*); 1 (*7*); 0 (*8*); 0,2 (*9*); 0,35 (*10*); 0,5 (*11*)

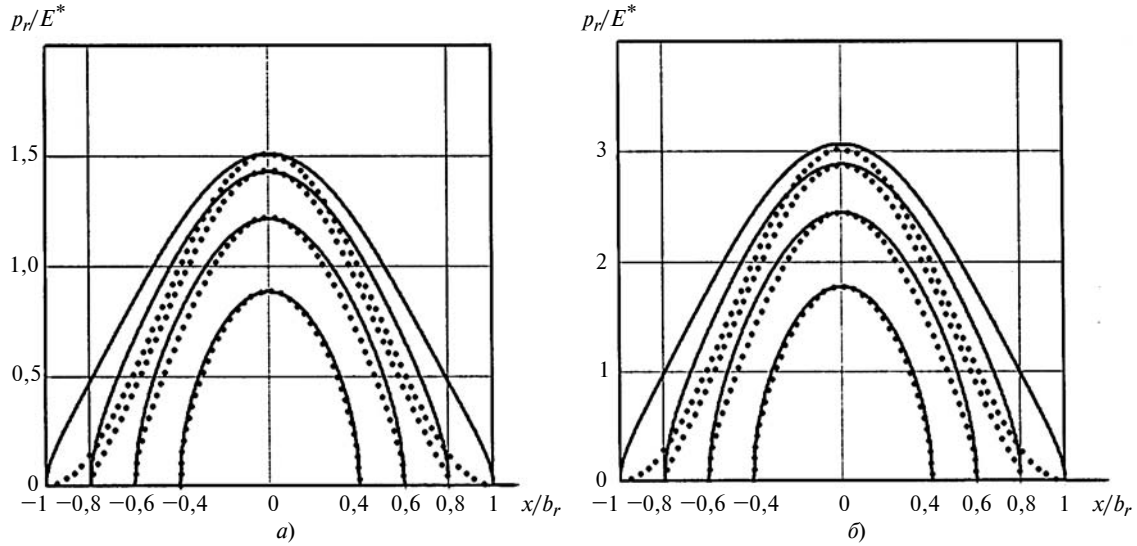


Рис. 5. Расчетные по формулам (21) (——) и (23) (----) эпюры контактных давлений, соответствующие неровностям шероховатости $r(x)$ при b_w = 10 мм; H_r = 0,15 мм и n = 8 (*а*); 16 (*б*)

При инженерном анализе контакта шероховатых поверхностей используют модели неровностей в виде выступов определенной формы [1—3], поэтому при больших упругих деформациях необходимо выбрать форму, градиент которой максимально соответствует усредненному градиенту неровностей.

Рассмотрим влияние второй гармоники неровностей (шероховатость) на распределение контактного давления при частичном контакте ($a \le b_r$).

На рис. 5 показаны эпюры контактных давлений в зависимости от размера a контакта для составляющей $r(x)$ профиля, рассчитанные по формуле (21) при $m = 0$ и согласно решению Вестергаарда [9]:

$$p_r^0(x) = \frac{\sqrt{2}\pi H_r E^*}{2b_r} |\cos(\pi x/2b_r)| \times$$
$$\times \sqrt{\cos(\pi x/b_r) - \cos(\pi a/b_r)}\,. \qquad (23)$$

При $a < 0{,}4b_r$ распределения давлений полностью совпадают. Таким образом, если вторая и последующие гармоники неровностей выражаются синусоидами, то решение задачи определяется суперпозицией не только при полном контакте, но и при частичном контакте при малых нагрузках. Учитывая, что решение для синусоидальной волны имеет точечную симметрию относительно $a = b/2$ [5] (в данном случае $a = b_r/2$), то суперпозиция решений будет также выполняться для состояния, близкого к полному контакту ($b_w - 0{,}4b_r < a < b_w$). При дальнейшем увеличении длины контакта давления совпадают в центре эпюр. Отличия в других точках объясняются взаимным влиянием гармоник, т. е. градиент формы неровностей волнистости влияет на градиент формы неровностей шероховатости. Вблизи начального контакта градиент формы неровностей волнистости мал, поэтому составляющая эпюры давлений для неровностей шероховатости будет мало отличаться от полученной решением Вестергаарда. С увеличением контактной зоны вовлекаются участки неровностей волнистости с большим градиентом, что оказывает влияние на деформирование неровностей шероховатости. При дальнейшем деформировании большое значение имеет взаимное влияние неровностей, что значительно повышает нагрузку, необходимую для деформирования совокупности неровностей. Уменьшение шага неровностей шероховатости прямо пропорционально увеличивает составляющую контактного давления $p_r(x)$.

Полученные результаты указывают на то, что взаимное влияние соседних неровностей при увеличении градиента формы неровности повышает нелинейность контактного взаимодействия поверхностей.

При значительных нагрузках, соответствующих переходу частичного контакта в полный контакт, эпюра нормальных давлений существенно зависит от градиента формы неровностей. Это можно использовать для управления параметрами контакта при трении.

При малых нагрузках для оценки совместного влияния параметров неровностей шероховатости и волнистости на нормальное давление при упругом контакте допустимо использовать суперпозицию решений. Однако при больших нагрузках необходимо детальное изучение взаимного влияния разных гармоник неровностей.

Полученные зависимости можно использовать в параметрическом инженерном анализе влияния геометрии регулярных гармонических неровностей на параметры упругого контакта с учетом принятых допущений.

УДК 621.762:539.375

В. А. ИВАНОВ, д-р техн. наук, С. П. ЗАХАРЫЧЕВ, канд. техн. наук
(Тихоокеанский ГУ, г. Хабаровск),
e-mail: molk46@mail. ru

Самосмазывающиеся подшипники на основе компаундных эпоксидофторопластов

Рассматриваются применение в трибосистемах материалов самосмазывающихся антифрикционных на основе компаундных эпоксидофторопластов и их работа в разных условиях.

Ключевые слова: подшипник, узел трения, компаундные эпоксидофторопласты, композиционный полимерный материал, эффект самосмазывания, несущая способность, износостойкость.

The application in tribosystems of self-lubricating antifriction materials on the base of compound epoxy polytetrafluoroethylenes and their operation in different conditions are considered.

Keywords: bearing, friction unit, compound epoxy polytetrafluoroethylene, composite polymer material, self-lubrication effect, load-carrying ability, wear resistance.

Обеспечение высокой износостойкости узлов трения остается одной из важнейших задач в машиностроении. Практика показала, что 80 % отказов машин связано с триботехническим фактором. Подшипники скольжения и другие элементы машин, работающие в условиях ограниченного смазывания и повышенного трения, все чаще изготовляют из полимерных композиционных материалов [1, 2], что повышает их износостойкость и долговечность.

Актуальной остается и задача замещения в российских изделиях импортных комплектующих отечественными. В настоящее время в отечественном машиностроении используют подшипники скольжения таких зарубежных изготовителей, как GGB, SKF, TORNDON, PEEK. Опыт по созданию, производству и замене импортных материалов на материалы самосмазывающиеся антифрикционные (МАС) показал возможность альтернативных решений на основе отечественных разработок [2, 3].

В основе создания самосмазывающихся трибосистем заложены следующие принципы: гибкой композиции — управление составом, структурой, свойствами композиционных полимерных материалов, например, компаундного эпоксидофторопласта; гибкой конструкции узла — сочетание высокой несущей способности и износостойкости антифрикционного слоя с прочностью и жесткостью формообразующей основы; гибкой технологии — выбор технологического процесса с учетом имеющегося оборудования и технологий в зависимости от назначения, конструкции, формы, размера и серийности изделия.

В табл. 1 показаны основные структуры и характеристики самосмазывающихся антифрикционных материалов группы МАС. В качестве базового материала для изготовления самосмазывающихся подшипников разработаны компаундные эпоксидофторопласты МАС-1 и МАС-2, включающие в себя связующие на основе эпоксидной смолы, порошки фторопласта-4, твердые смазочные материалы (СМ), армирующие рубленные волокна (см. табл. 1, тип I). Базовый эпоксидный полимер обеспечивает теплоустойчивость, высокие механические свойства и износостойкость изделия.

Различные короткие волокна, например, из стекла или углеграфита добавляют для повышения прочности и несущей способности подшипника. Хорошее скольжение обеспечивает включение ПТФЭ и твердых СМ (графита, дисульфида молибдена). Детали на основе МАС могут быть самосмазывающимися и работать в водной среде или масле, что увеличивает их срок эксплуатации.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 51)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Демкин Н. Б., Рыжов Э. В.** Качество поверхности и контакт деталей машин. М.: Машиностроение, 1981. 244 с.

2. **Суслов А. Г.** Качество поверхностного слоя деталей машин. М.: Машиностроение, 2000. 320 с.

3. **Цуканов И. Ю.** Параметрическая инженерная модель упругопластического контакта шероховатых поверхностей с учетом упрочнения материала // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 12. С. 17—25.

4. **Хусу А. П., Витенберг Ю. Р., Пальмов В. А.** Шероховатость поверхностей (теоретико-вероятностный подход). М.: Наука, 1975. 344 с.

5. **Джонсон К.** Механика контактного взаимодействия / Пер. с англ. М.: Мир, 1989. 510 с.

6. **Горячева И. Г.** Механика фрикционного взаимодействия. М.: Наука, 2001. 478 с.

7. **Штаерман И. Я.** Контактная задача теории упругости. М.-Л.: Гостехиздат, 1949. 270 с.

8. **Barber J. R.** Multiscale surfaces and Amonton's law of friction // Tribology letters. 2013. № 49. С. 539—543.

9. **Block J. M., Keer L. M.** Periodic contact problems in plane elasticity // Journal of Mechanics of materials and structures. 2008. V. 3. N. 7. P. 1207— 1237.

10. **Попов В. Л.** Механика контактного взаимодействия и физика трения. От нанотрибологии до динамики землетрясений. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2013. 352 с.

В металлополимерной комбинации МАС-1+М (см. табл. 1, тип II) базовый материал используется в качестве рабочего антифрикционного покрытия, прочная металлическая основа значительно повышает механические свойства подшипника.

На рис. 1 представлены компаундные подшипники скольжения на основе эпоксидофторопластов, в частности, с массивными металлическими основаниями, на рабочих поверхностях которых надежно закреплен антифрикционный слой.

Способы нанесения компаундного покрытия — центробежное формирование или нанесение вручную шпателем [3, 4]. Металлическая основа изготовляется из разных металлов и сплавов (бронзы, латуни, чугуна, углеродистых, оцинкованных или нержавеющих сталей). Особенность данной конструкции — специальное профилирование поверхности металлической основы, обеспечивающее повышенную прочность антифрикционного слоя и надежность соединения его с металлом. Разработаны различные варианты профилирования — специальные канавки, отверстия, выточки, бурты по краям, которые выполняются механическими или электрофизическими способами [3, 4]. Данные подшипники обладают низким коэффициентом трения (до 0,04), высокой несущей способностью (до 100 МПа при скорости скольжения 0,03 м/с) и износостойкостью при трении без СМ.

Структуры МАС-3ХБ и МАС-4ХБ (см. табл. 1, тип III) относятся к полимерным слоистым композитам и обладают повышенными эксплуатационными свойствами, это обеспечивает армирование основы подшипника хлопчатобумажными (х/б) волокнами или тканями. Подшипники формируют многослойной намоткой ткани с одновременной пропиткой компаундом (МАС-3ХБ) или центробежной пропиткой

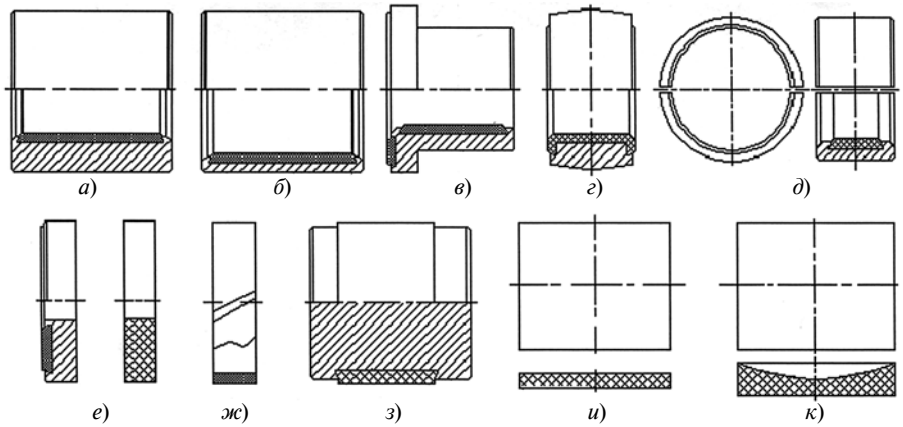


Рис. 1. Компаундные подшипники скольжения на основе эпоксидофторопластов:
а и *б* — массивная и тонкостенная втулки; *в* — опорноупорный металлополимерный подшипник; *г* — опорный ролик; *д*, *е* — упорные подшипники; *ж* — опорное разрезное кольцо; *з* — вал с композитным антифрикционным покрытием; *и* — пластина-направляющая; *к* — вкладыш подшипника

Таблица 1

Типовые структуры и характеристики материалов

Структура	Материал	Характеристика материала	Способ формирования, изготовления
I	МАС-1 МАС-2 (ТУ 5.960-34.001-85)	Базовый компаундный композиционный эпоксидофторопласт со связующем, ПТФЭ, твердый СМ, волокна	Шпательный, центробежное литье, термообработка
	ФЭЛОН		Экструзия и горячее прессование
II	МАС-1+М МАС-2+М (ТУ 5.960-34.001-85)	Металлополимерные с профильными канавками на металлической основе	Шпательный, центробежное литье, термообработка
III	МАС-3 МАС-3 ХБ	Композиционный, многослойный, армируемый х/б тканью	Намотка ткани с пропиткой компаундом, намотка препрега, термообработка
IV	МАС-3 СТ+МАС-1 МАС-3 УГ+МАС-2 МАС-3 ХБ+МАС-1 МАС-4 УГ+МАС-1 МАС-1+МАС-3 СТ	Комбинированный многослойный материал, армируемый высокопрочными тканями: стекло-, углеродными, кевлар	Центробежное формирование тканевой свертной заготовки, намоточный, термообработка
V	МАС-4 ХБ+ МАС-3 УГ МАС-4 ХБ+СТ	Комбинированный многослойный полимерный	Центробежное формирование комбинированной тканевой заготовки, намоточный
VI	МАС-3 ХБ+М МАС-4 ХБ+М	Комбинированный многослойный металлополимерный	Намоточный, вклеивание втулки, центробежный

свернутой тканевой заготовки (МАС-4ХБ) [4, 5]. Несущая способность данных материалов до 50 МПа при эксплуатации без СМ. Данная технология позволяет получать и тонкостенные, и массивные втулки, вкладыши, пластины, кольца и другие изделия (см. рис. 1).

В материалах группы МАС используют различные составы и структуры, что обеспечивает разные эксплуатационные характеристики. Компаундные эпоксидофторопласты формируют нанесением шпателем, центробежным литьем, радиальной намоткой и прессованием, а также используя их комбинации. Комбинируя составы базовых компаундов, структуры и способы формирования, можно получать подшипники с новыми характеристиками.

В табл. 1 представлены комбинированные структуры (типы IV, V и VI) с улучшенными механическими и триботехническими характеристиками, что обеспечило их широкое применение. В качестве конструктивной основы в структурах типа IV и VI использованы высокопрочные армирующие стеклоткани и углеграфитовые ткани, а в качестве антифрикционного слоя — покрытия из МАС-1 и МАС-3ХБ. Данные структуры применяют для изготовления тонкостенных вкладышей толщиной меньше 3 мм, например, для направляющих поршней и штоков гидроцилиндров. Конструкция МАС-3ХБ+М (см. табл. 1, тип V) применяется для изготовления опорноупорных подшипников поворотных колонн манипуляторов грузоподъемностью 65÷200 кНм, при восстановлении поршней, втулок и подшипников гидроцилиндров.

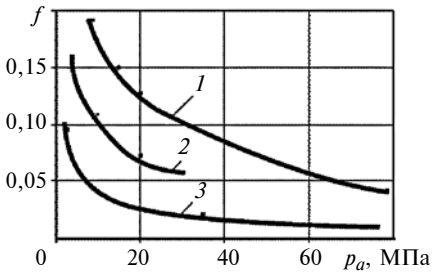


Рис. 2. Зависимости коэффициента *f* трения для МАС-1+М от давления p_a на подшипник при разных условиях:

1 — сухое трение возвратно-вращательной пары при v = 0,033 м/с; *2* — в водной среде при v = 1÷0,5 м/с; *3* — в масле при v = 1÷5 м/с

Технические характеристики материалов группы МАС приведены в табл. 2.

Зависимости коэффициента f трения материала МАС-1+М от давления p_a на подшипник при работе без СМ, в водной среде и масле приведены на рис. 2, которые показывают снижение коэффициента трения с увеличением давления, что и является преимуществом данных материалов при повышенных эксплуатационных нагрузках.

Способность подшипниковых материалов противостоять деформациям при статической нагрузке важна для конструктивных элементов, для которых недопустимы остаточные деформации, например, для гидравлических насосов, редукторов, вкладышей двигателей, прокатных станов, листовых прессов и штамповочных машин.

Получена зависимость относительной деформации подшипника МАС-1+М диаметром 28 мм от давления, экспериментально установлены зоны упругой и пластической деформации материала. Рассчитан модуль упругости при сжатии E = 3,375 ГПа и допустимая статическая удельная нагрузка $p_{ст}$ = 135÷145 МПа. Допустимая удельная нагрузка для возвратно-вращательного движения при низких скоростях скольжения (v < 0,1 м/с) и температурах в зоне трения до 50 °С составляет p_a = 100 МПа.

Материалы группы МАС, как и все полимерные материалы, имеют меньшую теплопроводность по сравнению с металлическими, поэтому применяются в виде покрытий толщиной 1÷1,5 мм на более твердой подложке или тонкостенных вкладышах толщиной 2÷2,5 мм, что аналогично подшипникам из металлополимерной ленты [1].

Допуски назначаются с учетом снижения фрикционного тепловыделения. Коэффициент теплового расширения МАС-1 составил (5÷7) × 10^{-5} 1/°С при температуре 50÷100 °С.

Обобщенные графики зависимости интенсивности I_h изнашивания от параметра $p_a v$ при работе в масле, водной среде или без СМ для материала МАС-2+М приведены на рис. 3.

При работе без СМ максимальное значение параметра $p_a v$ составляет 3 МПа · м/с при малой скорости скольжения, не превышающей 0,1 м/с. При повышенных скоростях (1÷5 м/с) опреде-

Таблица 2

Технические характеристики материалов группы МАС

Материал	Плотность, кг/см^3	Предел прочности, МПа		Твердость *HB*, МПа	Водопоглощение за сутки, % мас.	Маслопоглощение за сутки, % мас.	Модуль упругости при сжатии, ГПа	Рабочие температуры, °С
		при сжатии	при растяжении					
МАС-1	1291,6	140,0	62,0	152	0,094	0,110	3,4	−60÷+80
МАС-2	1232,0	108,0	50,0	143	0,196	0,130	3,2	−60÷+80
МАС-3 ХБН	1105,6	203,7	108,0	212	1,320	0,103	19,2	−60÷+90
МАС-3 ХБ	1137,0	184,9	92,0	199	0,890	0,130	15,3	−60÷+80
МАС-4 ХБ	1270,2	165,7	83,0	180	0,910	0,109	12,1	−60÷+80
МАС-4 УГ	1385,4	235,5	125,4	187	0,630	0,047	22,6	−60÷+110
МАС-5 (Фэлон)	1462,3	85,0	47,0	133	1,860	—	—	−40÷+180

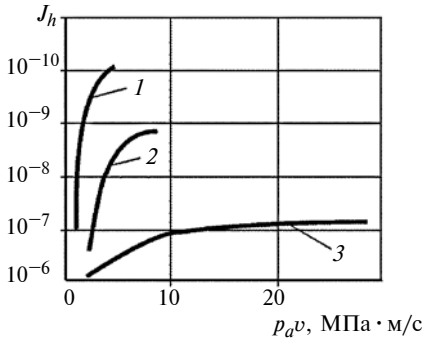


Рис. 3. Зависимости интенсивности I_h изнашивания подшипника из МАС-1+М от параметра $p_a v$ при работе без СМ (*1*), в водной среде (*2*), в масляной среде (*3*)

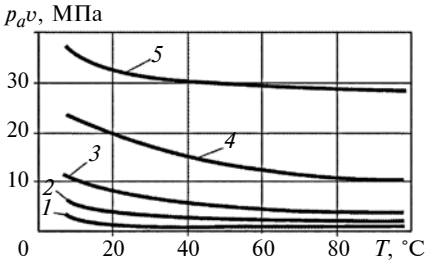


Рис. 4. Зависимости допустимых значений параметров $p_a v$ от температуры трения в подшипнике из МАС-1+М при сухом трении (*1*), в водной среде (*2*); при ограниченном смазывании (*3*), в масляной ванне (*4*), при циркуляционном смазывании (*5*) под давлением

ляющим фактором при выборе режима трения является температура трения, которая не должна превышать для масляных сред 100÷110 °С. Для эксплуатации в водных средах рекомендуется температура не выше +60 °С, при сухом трении больше +80 °С для МАС-1 и МАС-3ХБ, для МАС-5 больше +180 °С. Минимальная температура при испытаниях составляла −60 °С. Большинство минеральных масел совместимы с материалами МАС [6, 7].

Зависимости допустимого комплексного параметра $p_a v$ от температуры при разных режимах трения и применяемых СМ показаны на рис. 4. Допустимая скорость скольжения при циркуляционном смазывании составляет 70 м/с. Повысить эксплуатационные температуры можно применением соответствующих армирующих компонентов и связующих смол [7, 8].

Таким образом, по полученным экспериментальным данным (см. рис. 2—4) можно подобрать рациональные условия эксплуатации для подшипниковых материалов.

Испытания показали, что материалы МАС обеспечивают низкий коэффициент трения и высокую износостойкость при сухом трении и в водной среде, а также могут конкурировать с лучшими традиционными подшипниковыми материалами при смазывании маслом [4, 9, 10].

Области применения компаундных эпоксидофторопластов показаны в табл. 3.

Использование компаундных эпоксидофторопластов при изготовлении подшипников дает следующие преимущества: обеспечивает высокие износостойкость и долговечность; обеспечивает эффект самосмазывания в течение всего срока эксплуатации; снижает эксплуатационные расходы и сокращает простои при ремонте; упрощает изготовление.

Эксплуатация изделий из МАС в судовых механизмах, гидравлических кранах, манипуляторах, транспортерах, подъемниках показала их высокую работоспособность [4—6, 9—11].

Таблица 3

Применение компаундных эпоксидофторопластов

Материал	Назначение
МАС-3 ЗБ+М	Шарнирные подшипники гидравлических кранов, манипуляторов, подшипники гидроцилиндров
МАС-1+М МАС-2+М	Подшипники опорноповоротных устройств манипуляторов, кранов, машин
МАС-1+М МАС-2+М МАС-3 ХБ МАС-4 ХБ	Опорные вкладыши барабана и подшипники скольжения редукторов, лебедок и др. судовых механизмов
МАС-3 СТ+МАС-1	Ролики и опоры транспортеров, конвейеров и подъемников
МАС-4 УГ+МАС-3 ХБ	Направляющие станков, телескопических стрел кранов и траверс скольжения транспортеров, поршневые и стержневые кольца и вкладыши

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Полимеры** в узлах трения машин и приборов: Справочник / под ред. А. В. Чичинадзе. М: Машиностроение, 1988. 328 с.
2. **Семенов А. П., Савинский Ю. Э.** Металлофторопластовые подшипники. М.: Машиностроение, 1976. 192 с.
3. **Иванов В. А., Хосен Ри.** Прогрессивные самосмазывающиеся материалы на основе эпоксидофторопластов для триботехнических систем. Владивосток, Хабаровск: ДВО РАН, 2000. 429 с.
4. **Захарычев С. П., Иванов В. А.** Основы технологии эпоксидофторопластов для самосмазывающихся подшипников скольжения. Хабаровск: Тихоокеанский ГУ, 2012. 318 с.
5. **Иванов В. А.** Комбинированные самосмазывающиеся подшипники на основе армированных эпоксидофторопластов // Вестник машиностроения. 1987. № 5. С. 17—20.
6. **Гончаров С. В., Тарасенко А. Т., Иванов В. А.** Исследование зависимости коэффициента трения от концентрации антифрикционного компонента в рабочем слое подшипника скольжения // Вестник машиностроения. 2009. № 11. С. 40—46.
7. **Захарычев С. П., Отмахов Д. В.** Изготовление армированных антифрикционных эпоксидофторопластов методом намотки // Вестник машиностроения. 2010. № 6. С. 41—45.
8. **Гончаров С. В., Иванов В. А.** Получение градиентных полимерных композиционных материалов антифрикционного назначения на основе эпоксидных смол методом центробежного формирования // Упрочняющие технологии и покрытия. 2011. № 3 (75). С. 3—7.
9. **Иванов В. А.** Системный подход к созданию антифрикционных материалов и узлов трения. Хабаровск: Тихоокеанский ГУ, 2015. 240 с.
10. **Иванов В. А., Захарычев С. П., Шамаев А. С.** Ремонт узлов трения гидравлических манипуляторов // Ремонт, восстановление, модернизация. 2002. № 2. С. 42—45.
11. **Гончаров С. В., Иванов В. А., Якименко Н. А.** Триботехнические испытания антифрикционного материала МАС-4УГ // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2013. № 4. С. 9—13.

УДК 623.526.6

А. В. ВАГИН, канд. техн. наук (ФКП "НИИ Геодезия", г. Москва), А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН, МТУ), М. И. СИДОРОВ, канд. техн. наук (ФКП "НИИ Геодезия"), М. Е. СТАВРОВСКИЙ, д-р техн. наук (ФБУ "Научно-исследовательский центр по проблемам управления ресурсосбережением и отходами"), e-mail: albagachiev@yandex.ru

Факторы, определяющие живучесть артиллерийской системы, и технологические методы её повышения

Рассмотрены эксплуатационные и технологические факторы, влияющие на изнашивание и долговечность артиллерийских систем. Приведены экспериментальные зависимости показателя изнашивания ствола от числа выстрелов. Показано, что применение безызносной технологии изготовления ствола на порядок снижает его изнашивание и повышает ресурс.

Ключевые слова: артиллерия, ствол, выстрел, изнашивание, ресурс.

The operational and technological factors, influencing on wearing and durability of artillery systems, are considered. The experimental dependencies of barrel wear parameter from number of shots are presented. It is shown, that application of wearless production technology for a barrel decreases its wear by times and increases its life.

Keywords: artillery, barrel, shot, wearing, life.

Сложность определения живучести стволов артиллерийских систем (АС), т. е. число выстрелов, которое может выдержать ствол до исчерпания своей работоспособности, обусловлена большим числом факторов, влияющих на изнашивание и изменение свойств материалов взаимодействующих элементов при эксплуатации. К ним относятся: калибр и мощность орудия, режимы стрельбы, параметры снарядов и пр.

Впервые вопросы по изнашиванию и определению живучести АС были рассмотрены Д. К. Черновым в начале XX в. Созданная им физическая модель изнашивания канала ствола орудия актуальна и сегодня. Работу в этой области продолжили российские исследователи А. Ф. Головиным, В. Н. Константиновым и В. Е. Слухоцким.

При обследовании канала ствола орудия после нескольких десятков (или сотен в зависимости от типа орудия и боеприпаса) выстрелов наблюдается потемнение поверхности канала, а при небольшом увеличении можно увидеть отдельные незамкнутые петли трещин. Дальнейшее увеличение настрела приводит к появлению наблюдаемой при ярком свете сетки трещин разгара, которая покрывает поверхность канала на длине, равной 2—3 калибрам, в начале нарезов. Кроме того, увеличивается диаметр канала ствола. Это происходит в результате перепада температур и температурного расширения поверхностного слоя ствола. Появление сетки трещин сопровождается местными выкрашиваниями металла, сглаживанием нарезов и частичными сколами. Для орудий малого калибра, как правило, характерно сплющивание нарезов из-за термического ослабления металла и уменьшения его сопротивления воздействию пороховых газов и ведущих элементов снарядов. Дальнейшее развитие сетки трещин приводит к срыву больших частиц металла, особенно в зоне нарезов, их сглаживанию и разрушению начальной части.

Влияние баллистического процесса на живучесть ствола можно проследить на примере 85-и миллиметровой (далее 85-мм) дивизионной пушки, имеющей в боекомплекте боеприпасы с полным и уменьшенным зарядами. Так, при использовании только уменьшенного заряда живучесть ствола составила 8000 выстрелов, а при стрельбе только на полном заряде — 750 выстрелов. Такие баллистические показатели внутри ствола, как давление и температура пороховых газов, скорость движения снаряда, время баллистического процесса являются определяющими для процесса изнашивания ствола, так как именно от них зависят тепловые и силовые нагрузки на рабочую поверхность канала. Время движения снаряда по каналу и время последействия обусловливают продолжительность теплового воздействия на ствол. Давления пороховых газов и ведущих элементов снаряда определяют силовое воздействие на поверхность канала. Поэтому при баллистическом проектировании, т. е. при выборе конструктивных параметров ствола и условий заряжания (особенно при выборе марки пороха и состава заряда), проектировщики должны учитывать износ ствола при эксплуатации.

Форма, конструктивные размеры, материал ведущих элементов снаряда и ствола существенно влияют на изнашивание последнего, а следовательно, и на его живучесть. Конусность и длина конуса врезания, уширение каморы, число, профиль, ши-

рина, глубина и угол подъема нарезов, а также конструкция, число и материал ведущих поясков наряду с баллистическими характеристиками определяют усилия и динамичность взаимодействия снаряда с нарезной частью канала ствола. От интенсивности взаимодействия, происходящего, как правило, в разогретом стволе, во многом зависит интенсивность его изнашивания. Живучесть ствола можно увеличить уменьшением конусности врезания, однако это проводит к значительному разбросу баллистических характеристик орудия особенно при раздельном заряжании. Ведущие пояски с буртиком при углубленной нарезке позволили для орудий 57- и 85-мм калибров увеличить живучесть ствола в 2,5—3 раза. Однако для 122-мм гаубицы при аналогичных опытах лучшие результаты наблюдались при использовании железокерамических поясков.

Тщательную отработку орудия на полигонах следует сочетать с обеспечением требований по технологичности, т. е. учитывать производственно-экономические аспекты, которые следует учитывать и при назначении допусков и чистоты обработки канала ствола. Известно, что чем выше качество поверхности и размерная точность канала и снаряда, тем меньше изнашивание ствола.

Основными эксплуатационными показателями являются режимы огня. При этом технологическое обслуживание орудия (плановые очистка и смазывание, правильное хранение и эксплуатация) также во многом определяет его живучесть. Режим огня характеризуется параметрами: числом выстрелов при полном и уменьшенном зарядах, темпом стрельбы в группе (очереди), перерывами между группами (очередями), числом выстрелов в цикле.

Исследования показали, что изнашивание АС следует рассматривать с учетом их режимов эксплуатации. Расхождения данных по изнашиванию и живучести стволов конкретных орудий, приводимых в разных публикациях, объясняются разными условиями испытаний, например, разными режимами отстрела, начальной температурой заряда и т.п.

Прогнозируемые изнашивание и живучесть ствола проектируемого или модернизируемого орудия определяются расчетами на ранних этапах разработки, если нет возможности установить их экспериментально, т. е. отстрелом. При этом рассматриваются известные мероприятия, уменьшающие износ, или ведется поиск новых средств и способов повышения живучести АС.

Для точных расчетов живучести АС необходимо учитывать конструктивно-баллистические показатели системы ствол—заряд—снаряд и условия эксплуатации орудия.

Расчет включает в себя пять этапов:

1) определение температурного поля ствола;

2) определение параметров износа канала;

3) определение изменений баллистических показателей в стволе;

4) определение баллистических показателей выстрела (рассеивание снарядов с учетом износа);

5) определение условий, при которых нарушается функционирование основных элементов снаряда в стволе.

При проектировании новой АС следует использовать экспериментальные данные по уже существующим АС, близким по своим техническим характеристикам к создаваемой АС. Поэтому очень важен правильный выбор аналога.

По данным проектируемой АС и результатам теплового расчета подбирают аналог, для которого показатели изнашивания и живучести известны. Заметим, что данный выбор весьма субъективен и во многом зависит от квалификации специалиста, особенно если проектируемая АС значительно отличается от уже существующих систем, например, используются новые покрытие канала, конструкция нарезов или ведущих элементов снаряда, состав и конструкция заряда. Если определение аналога затруднительно, рассматривают два варианта и проводят сравнительную оценку по живучести.

Износ $\Delta d_{\text{у}}$ в диаметральном направлении на один выстрел будем определять на основании опытных данных, полученных для аналога с использованием расчетных методов.

Тепловой расчет учитывает геометрию канала, режим стрельбы, мгновенные коэффициенты теплоотдачи, наличие охлаждения, изменения физических свойств материала. Таким образом, определяются максимальные температуры T_i поверхности канала в i-х сечениях.

Также можно определить показатель износостойкости $\delta_{\text{р}}$ поверхности канала ствола или энергию $A_{\text{р}}$, затрачиваемую на разрушение его поверхности.

Показатель $\Delta d_{\text{у}}$ для аналога можно рассчитать по формуле

$$\Delta d_{\text{у.а}} = A T_{\max 1}^{\alpha}\, \delta_{\text{р}}^{\beta}\, A_{\text{р}}^{\gamma}, \qquad (1)$$

где аргументы $T_{\max}$, $\delta_{\text{р}}$, $A_{\text{р}}$ и коэффициент A устанавливают по показателям технической характеристики аналога.

Зависимость (1) со значениями аргументов для аналога справедлива и для разрабатываемой АС в той мере, насколько аналог ему соответствует.

Подобный подход использовали при определении износа стволов проектируемых корабельных артиллерийских автоматических установок, которые отличались от аналога только калибром и скорострельностью. В зависимость (1) входила только средняя максимальная температура $T_{\max}$ при эксплуатации АС по нескольким стволам аналогов: $\Delta d_{\text{у}} = A T_{\max}^{\alpha}$. Однако этого оказалось достаточно для надежного прогнозирования износа на этапе

проектирования. В данном случае в зависимости (1) учитываются аргументы, которые для процесса изнашивания ствола, по мнению специалистов, являются определяющими.

Вычислив износ $\Delta d_{\text{у.н}}$ для новой АС задаем ожидаемый диапазон значений живучести N и, полагая, что $\Delta d = \Delta d_{\text{у.н}} N$, рассматриваем три параметра для ствола, имеющего износ Δd:

удлинение $\Delta\lambda_1$ зарядной каморы;

увеличение $\delta\lambda_2$ пути снаряда до полного врезания ведущего пояска в нарезы;

максимальную площадь $\delta S_{\max}$ прорыва пороховых газов, которая зависит от длины $l_{\text{с}}$ ствола.

Отметим, что данные зависимости справедливы при $(D_{\text{о}} - d/\Delta d) < 1$, в противном случае $\Delta\lambda_1 = \delta S = 0$ и изменяется только конус врезания. Величина ctgβ должна быть скорректирована по экспериментальным данным для аналога. Значения $\Delta\lambda_1$, $\delta\lambda_2$ и δS рассчитывают для крайних значений (N_1, N_2) настрелов ожидаемой живучести или для одного настрела, например, соответствующего заданному ресурсу в техническом задании. Соответственно выбирают конструктивные параметры канала и заряжания изношенного ствола.

Для определения изменения внутрибаллистических характеристик выстрела и падения начальной скорости снаряда необходимо решить прямую задачу внутренней баллистики изношенного ствола с учетом постепенного врезания пояска в нарезы и прорыва пороховых газов, т. е. задачу баллистического проектирования.

Условия, при которых происходит нарушение функционирования ведущих элементов снаряда в стволе-образце, следует устанавливать одновременно с решением задачи внутренней баллистики изношенного ствола. Задача решается методами теории пластичности с учетом динамичности деформирования ведущего пояска (ВП). В результате получим ответ на вопрос — произойдет ли срезание выступов ВП, т.е. достигнет ли ствол при заданной изношенности предела живучести по критерию функционирования ВП. Это сложная задача.

Если необходимо оценить живучесть по критерию рассеивания снарядов или овальности пробоин, то необходимо решать задачу внешней баллистики для снаряда, имеющего начальные отклонения поступательной и вращательной скоростей и скорости нутации, обусловленные износом канала ствола.

Меры, направленные на повышение живучести артиллерийских стволов, основываются на определении влияния различных факторов на их живучесть, которые можно разделить на три группы: баллистические, эксплуатационные, конструкторско-технологические.

К первой группе мер по повышению живучести АС, прежде всего, относится разработка рациональных баллистических решений, при которых сочетание баллистических показателей обеспечивает наименьшие силовые и тепловые нагрузки на канал ствола. В ряде случаев это можно достичь применением порохов с пониженной температурой горения (так называемых холодных порохов), уменьшенных зарядов и введением в состав заряда флегматизаторов.

Флегматизаторы представляют собой предельные углеводороды, которые располагаются вокруг порохового заряда в виде слоя или наносятся на внутреннюю поверхность гильзы. При горении заряда флегматизатор, имеющий температуру разложения более низкую, чем температура пороховых газов, дает экранирующий эффект, эквивалентный снижению температуры горения пороха, так как частично изолирует стенку ствола от пороховых газов. Высокая эффективность флегматизаторов обусловила их широкое применение в настоящее время в орудиях разных типов.

Ко второй группе мер по повышению живучести АС относится, прежде всего, рациональный выбор конструктивных параметров ведущей части ствола и соответствующих им конструкции и материала ведущих элементов снаряда.

Заметим, что для уменьшения износа и обеспечения правильного функционирования ведущих элементов снаряда в новых и изношенных стволах особое внимание следует уделять обтюрации пороховых газов. Последнее может быть обеспечено либо дополнительными обтюрирующими устройствами на снаряде (сальник, буртик на ведущем пояске), либо углубленной нарезкой в сочетании с правильно выбранным числом нарезов, шириной полей нарезов и радиусов их скругления. Есть данные, что изменение глубины нарезов с $0{,}015d$ до $0{,}02d$ увеличивает живучесть ствола на 30 %, однако это снижает дальность стрельбы на 3÷4 %.

В эту же группу мер относится применение быстросменных стволов для орудий малых калибров или лейнирующих втулок из специальных жаропрочных сплавов, например, на основе кобальта.

Защитные покрытия на поверхность канала ствола можно наносить в процессе его изготовления (например, хромирование) или в процессе выстрела. В последнем случае в пороховой заряд вводят специальные составы, образующие при выстреле на поверхности канала защитный слой тугоплавких оксидов (например, SiO_2), предохраняющий его от воздействия пороховых газов последующего выстрела.

Большое влияние на изнашивание ствола оказывают качество и шероховатость его поверхности и поверхности ведущих элементов снаряда. Поэтому применение таких высокоэффективных видов обработки глубоких отверстий, как электрогидравлическое или алмазное хонингование в сочетании с точным изготовлением ведущих поверхностей снарядов, повышают живучесть АС.

К той же группе мер по повышению живучести ствола относится искусственное охлаждение. Так, выполнение задач противовоздушной обороны корабельными артиллерийскими автоматическими установками среднего калибра (57...100 мм) практически невозможно без непрерывного гидравлического охлаждения стволов, а использование их в более напряженных режимах без охлаждения приводит к резкому снижению их живучести.

К третьей группе мер по повышению живучести АС относятся: строгое выполнение требований по хранению, уходу и сбережению орудий, своевременная очистка и смазывание ствола, соблюдение установленных режимов огня, использование уменьшенных зарядов в тех случаях, когда это возможно.

Теоретические исследования, направленные на снижение изнашивания артиллерийских стволов, базируются на следующем:

анализ проведенных исследований и обоснование используемого методического обеспечения;

результаты, полученные от применения разработанных технологий;

прогнозирование повышения живучести стволов при использовании полученных результатов.

Прогнозирование живучести АС подразумевает предсказание числа выстрелов, которое может выдержать ствол до того момента, когда он исчерпает свои возможности, оцениваемые по одному из критериев работоспособности. Данные критерии могут быть самыми различными, но на практике, как правило, используют относительное снижение начальной скорости снаряда, для полевой артиллерии данный показатель составляет $\Delta v_0 = 5 \div 10$ %.

Показатель Δv_0 зависит от износа канала ствола. При значительном износе канала увеличивается объем каморы, что приводит к снижению плотности заряда и начальной скорости снаряда. Износ направляющей части канала ствола увеличивает свободный объем заснарядного пространства, что также снижает начальную скорость снаряда.

Величина износа зависит от ряда факторов, влияющих на разрушение поверхностного слоя канала ствола:

трение ведущих элементов снаряда о стенки ствола;

эрозионное и механическое воздействие газопороховой смеси;

динамические нагрузки при врезании или опрессовке ведущих элементов в заходном конусе канала ствола;

диффузия газообразных продуктов разложения пороха в поверхностный слой канала;

циклические тепловые нагрузки на материал ствола и, как следствие, структурно-фазовые превращения в металле и усталостное разрушение поверхностного слоя.

Все перечисленные выше факторы существуют одновременно, и выделить их отдельное влияние на изнашивание канала весьма затруднительно.

На начальном этапе эксплуатации ствола основными факторами являются механическое воздействие ведущих элементов снаряда и воздействие высокоскоростного потока пороховых газов. Структурно-фазовыми превращениями и термопластическим изнашиванием можно пренебречь, однако при дальнейшем настреле эти факторы становятся решающими.

При решении поставленных задач из всего множества существующих методов расчета живучести АС представляет интерес метод Ю. В. Чуева [5], который учитывает механическое воздействие на поверхность канала ствола. На его основе можно получить формулу диаметрального износа в произвольном сечении канала ствола и удлинения зарядной каморы за один выстрел.

Сила трения при движении снаряда по стволу определяется формулой

$$\Delta T_1 = S_к p_z f_т,$$

а сила трения при движении газов составит:

$$\Delta T_2 = \xi \frac{L}{d} \frac{\rho u^2}{2} S,$$

где S — площадь поперечного сечения канала; $S_к$ — площадь поверхности контакта ведущего пояска с каналом ствола; p_z — давление ведущего пояска на поверхности канала; $f_т$ — коэффициент трения при контакте ведущего пояска со стволом; ξ — коэффициент сопротивления движению газа; L — расстояние от дна каморы до рассматриваемого поперечного сечения; d — калибр ствола; ρ — плотность пороховых газов; u — скорость пороховых газов в данном сечении, в данном случае $u = v$.

Исходные данные для вычислений: d, S, $S_к$, $f_т$.

Находим:

$$L = l_{км} + l,$$

где $l_{км}$ — длина зарядной каморы; l — путь снаряда по каналу ствола.

$$\xi = 0{,}316 \mathrm{Re}^{-0{,}25},$$

где $\mathrm{Re} = ul/\nu$.

$$\rho = \frac{m}{V} \psi.$$

Здесь m — масса метательного заряда; $\psi = \kappa Z(1 + \lambda Z)$, где κ, λ — коэффициенты формы пороховых элементов; Z — относительная толщина сгоревшего пороха;

$$V = V_{км} - \frac{m}{\delta} + \frac{1 - \alpha_k \delta}{\delta} m\psi + Sl,$$

где $V_{км}$ — объем зарядной каморы; δ — плотность пороха; α_k — коволюм.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho},$$

здесь ν — коэффициент кинематической вязкости пороховых газов; $\mu = 7 \cdot 10^{-6}\left(\frac{T}{2500}\right)^{0,7}$ — коэффициент динамической вязкости пороховых газов, где $T = \frac{p}{\rho R_г}$ — температура газов в заснарядном объеме (p — давление в заснарядном объеме; $R_г$ — газовая постоянная пороховых газов).

Теоретическое обоснование процессов изнашивания орудийных стволов и методов управления трибохимическими процессами в них предложено в работах Е. А. Лукашева и М. Е. Ставровского [1—4] в виде системы кинетических уравнений, описывающих законы снижения неактивных дефектов путем их вовлечения в процесс образования и роста ассоциативных цепей дефектов:

$$A_0 = \frac{R_0}{k_0}(1 - \exp\{-k_0 t\}),$$

где A_0 — поверхностная концентрация зародышей цепи дислокаций; R_0 — поток дефектов из объема фазы; k_0 — кинетическая константа активации дефектов; t — время.

Также приводится закон изменения концентрации ассоциативных цепей дефектов.

Если образование и рост цепей дефектов останавливается в результате их необеспеченности, тогда перекрывание цепей и образование сплошной сетки ассоциированных дефектов может прекратиться. Этого может не произойти при постоянной подпитке в виде неактивных дефектов.

Решение задачи с учетом перекрывания растущих цепей дефектов имеет вид:

$$\beta = 1 - \exp\{H_R t(1 - k_0 t - \exp\{-k_0 t\})\},$$

где β — зависимость степени превращения в форме отношения одномерного объема реализованных цепей (микротрещин) к одномерному объему всех потенциально возможных цепей (микротрещин);

$$H_R = \frac{\phi_{max} C_0 k}{k_0},$$

здесь ϕ_{max} — мольный объем микротрещин; C_0 — концентрация потенциальных зародышей цепи; k — константа скорости роста цепей.

Данные задачи обобщены для более сложных случаев, когда в рамках формализма химической кинетики можно построить модель процесса образования активных дефектов при механохимической активации поверхностного слоя металлов с дополнительным образованием активных дефектов, вызванным технологическим или эксплуатационным наводороживанием [2—4]. В данной концепции управление трибохимическими процессами есть блокирование активных участков поверхности контакта материалов компонентами технологической среды. Например, медьсодержащие композиции блокируют наводороживание сталей. Это происходит под давлением окислительной способности водородсодержащих материалов относительно восстановителя — металла, более сильным окислителем — ионами меди, которые в то же время при восстановлении до металла образуют защитную сервовитную пленку пластичного металла — меди [2].

Медьсодержащие композиции к смазочным материалам выполняют две функции: блокирование окислительно-восстановительного процесса разложения водородсодержащего материала и наводороживание металла; восстановления ионов меди с образованием защитной сервовитной пленки — другой окислительно-восстановительный процесс вместо первого. Процесс наводороживания определяет изнашивание и в рассмотренной задаче является причиной трещинообразования на поверхности ствола.

Для исследования возможности применения металлоплакирования для снижения изнашивания и повышения живучести АС на полигоне ФКП НИИ "Геодезия" были для малоизношенного ствола Т-I2 № 1189 проведены противоизносные мероприятия и экспериментальные исследования. Сравнивали износы ствола № 1189 и ствола № 00298 путем измерения с помощью прибора ПКИ в сечениях на расстояниях 1260, I380, 1500 мм от казенного среза и механической звездкой в сечениях на расстояниях 4500, 4900, 5100 мм (рис. 1) от дульного среза ствола, так как износ в сечениях на расстояниях менее 4500 мм от дульного среза уже был мал. Данные, полученные с помощью прибора ПКИ в сечениях 1280, 1360 и 1500 мм от казенного среза, соответствовали сечениям на расстояниях 5020, 4940 и 4800 мм от дульного среза.

Сравнение проводили после 60 бронебойно-подкалиберных выстрелов УБМ10 из ствола № 1189.

В табл. 1 приведены результаты измерений диаметров стволов № 1189 и № 00298 после выстрелов, а в табл. 2 — износы за один выстрел с учетом первоначального износа, анализ которых показал, что противоизносные мероприятия в среднем в 15 раз уменьшили износ. Причем с увеличением расстояния от казенного среза ствола разница износов уменьшается. В сечении на расстоянии 1600 мм получено пятикратное уменьшение износа.

Таким образом, эффект от противоизносных мероприятий для новых и малоизношенных стволов очевиден и близок к расчетному.

Дополнительно провели серию испытаний (44 выстрела) из изношенного ствола после 200 выстрелов. Были исключены выстрелы снаря-

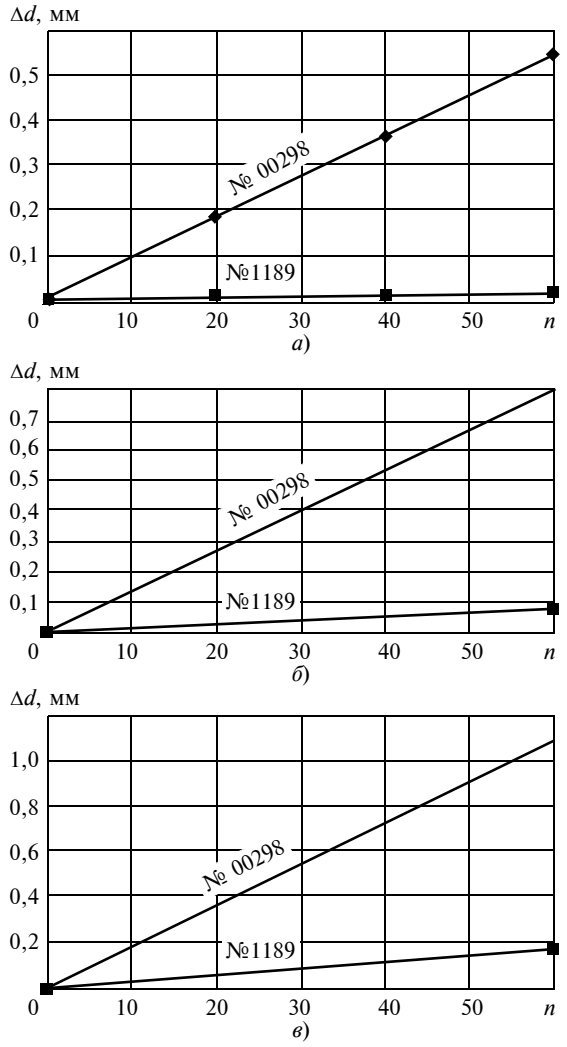


Рис. 1. Зависимости износов Δ*d* каналов стволов № 1189 и № 00298 в сечениях на расстояниях 4500 (*а*), 4900 (*б*) и 5100 мм (*в*) от дульного среза в зависимости от числа *n* выстрелов

дами ОФС и ОФК, так как после 34 выстрелов данными снарядами износов обнаружено не было. Учитывали результаты измерений перед 44 выстрелами подкалиберными снарядами, так как боле 7 лет выстрелов из ствола не производили, и он покрылся коррозионной пленкой, которая полностью не поддается очистке. Поэтому использовали результаты промежуточных измерений после 22 выстрелов подкалиберными снарядами и после 44 выстрелов, которые проводили с помощью прибора ПКС.

По результатам испытаний построены зависимости (рис. 2, 3).

На рис. 2 показаны износы ствола по всей его длине (5300 мм) от дульного среза по двум замерам после 49, 106, 159 и 181 выстрелов, при этом последние 44 выстрела выполнены с применением противоизносной технологии. Анализ показал, что износ очень велик на начальном участке ствола, но уменьшается по мере приближения к дульному срезу, причем износ дульного среза становится заметным только после проведения всех стрельб (см. рис. 2, зависимость *4*).

На рис. 3 приведены зависимости износов в контрольных сечениях от числа выстрелов. Изнашивание при последних 44 выстрелах, выполненных по противоизносной технологии, резко снижается. Это можно объяснить тем, что по традиционной технологии изнашивание снижается при достижении износа, равного разности диаметра ведущего пояска и калибра ствола. Однако эффект снижения изнашивания значительно меньше, чем для ствола № 1189, так как ствол № 00298 был уже значительно изношен и имел овальность, многочисленные раковины и коррозионную пленку. Поэтому нанесенная защитная пленки не смогла обеспечить высокий эффект.

В табл. 3 приведены значения начальных скоростей снарядов в стволах № 1189 и № 00298 в зависимости от числа выстрелов при разных температурах.

Скорость снарядов при повешенной температуре определяли по формуле

$$v_{0(+15)} = v_{0(0)} + v_{0(0)}0{,}0011\Delta t,$$

где v_0 — начальная скорость при нормальной температуре; $\Delta t = 15^\circ$ — изменение температуры; в ин-

Таблица 1

Результаты измерений диаметров стволов № 1189 и № 00298 после выстрелов, мм

Расстояние от дульного среза ствола, мм	Ствол № 1189	Ствол № 00298
5100	100,30	101,15
4900	100,25	100,84
4500	100,20	100,58
Измерения прибором ПКИ		
5020	100,30	101,10
4940	100,20	100,90
4800	100,20	100,75

Примечание. Диаметр ствола № 1189 до выстрелов в сечении на расстоянии 5100 мм — 100,12 мм, в остальных — 100,15 мм; ствола № 00298 — 100,02 мм

Таблица 2

Величины износов стволов № 1189 и № 00298 за один выстрел в разных сечениях, мм

Расстояние от дульного среза ствола, мм	Ствол № 1189 после противоизносных мероприятий и 60 выстрелов	Ствол № 00298 без противоизносных мероприятий после 58 выстрелов
Измерение механической звездкой		
4500	0,0020	0,010
4900	0,0008	0,014
5100	0,0008	0,020
Измерение прибором ПКИ		
5020	0,0025	0,019
4940	0,0008	0,015
4800	0,0008	0,013

дексах в скобках 0 указывает на нормальную температуру, +15 — на сколько температура повышена относительно нормальной.

Практика показала, что среднее снижение начальной скорости снаряда для пушки Т-I2 в нормальных условиях составляет 0,1 м/с на один выстрел. Отсутствие снижения начальной скорости снаряда является подтверждением эффективности противоизносных мероприятий.

Исследования показали следующее:

прогнозирование живучести ствола пушки Т-12 при применении противоизносной технологии дает возможность значительного снижения изнашивания;

для расчета износов и живучести стволов других орудий необходимы экспериментальные исследования для каждого типа орудия;

в результате триботехнических исследований выбраны составы и технология нанесения на ствол защитного покрытия и плакирующих добавок;

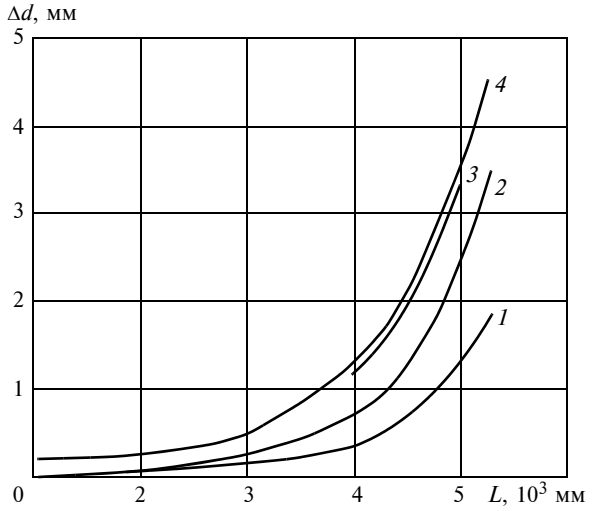


Рис. 2. Зависимости износа Δ*d* канала ствола по его длине *L* после 49 (*1*), 106 (*2*), 159 (*3*) и 181 выстрелов (*4*)

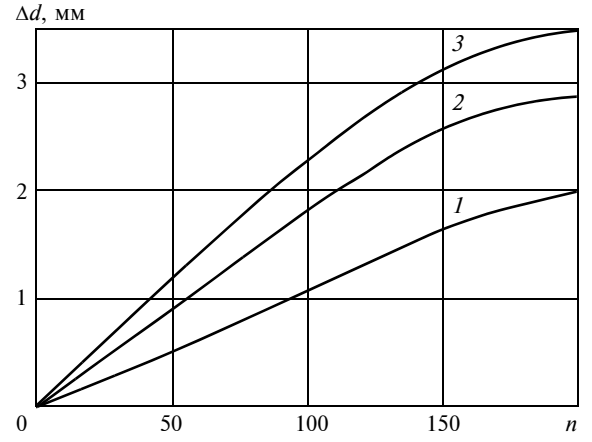


Рис. 3. Зависимости износа Δ*d* канала ствола в зависимости от числа *n* выстрелов в сечениях, находящихся на расстояниях 4500 (*1*), 4900 (*2*) и 5100 мм (*3*) от дульного среза

Таблица 3

Начальные скорости снарядов в стволах № 1189 и № 00298 в зависимости от числа выстрелов при разных температурах

Ствол	Номера выстрелов	Нормальная температура	Температура выше нормальной на 15 °С
№ 1189	1—20	1541,9	1584,3
	21—40	1541,3	1583,7
	40—60	1545,8	1588,3
№ 00298	200—222	1460,2	1500,3
	223—244	1477,4	1518,0

создание защитной пленки в стволе и использование смазочного материала с металлоплакирующими добавками на ведущем пояске снаряда обеспечивают значительное снижение изнашивания (в 2 раза) на малоизношенных стволах;

противоизносные мероприятия целесообразно выполнять на начальном этапе эксплуатации ствола;

экспериментальные и теоретические исследования по изнашиванию стволов позволяют определить направления дальнейших исследований, в том числе для нарезных и малокалиберных (23- и 30-мм) стволов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лукашев Е. А., Ставровский М. Е.** К построению математических моделей технической диагностики узлов трения // Теоретические и прикладные проблемы сервиса. 2004. № 1 (10). С. 10—19.

2. **Методы** трибохимических исследований / Е. А. Лукашев, М. Е. Ставровский, А. В. Олейник и др. Курск: ФГБОУ ВО ЮЗГУ, 2006. 282 с.

3. **Комплекс** технологий нанесения многофункциональных покрытий для повышения работоспособности деталей машин // С. Г. Емельянов, Е. А. Лукашев, А. В. Олейник и др. // Технология машиностроения. 2009. № 9. С. 33—35.

4. **Трибохимия** водородного износа / Е. А. Лукашев, М. Е. Ставровский, А. В. Олейник и др. Курск: ФГБОУ ВО ЮЗГУ, 2007. 278 с.

5. **Устройство** и проектирование стволов артиллерийских орудий / Ю. В. Чуев, Б. В. Орлов, Э. К. Ларман, В. Г. Маликов. Машиностроение, 1976. 432 с.

6. **Основы** исследования операций в военной технике / Ю. В. Чуев, П. М. Мельников, С. И. Петухов и др.; под общей ред. Ю. В. Чуева. М: Советское радио, 1965.

7. **Егоров В. В., Зайцев А. С., Лепеш Г. В.** О реализации системного подхода при проектировании командных деталей и узлов сложных технических систем // Технико-технологические проблемы сервиса. 2014. № 1 (27) С. 36—42.

8. **Дроздов Ю. Н., Юдин Е. Г., Белов А. И.** Прикладная трибология. Трение, износ, смазка / Под ред. Ю. Н. Дроздова. М.: Эко-Пресс, 2010. 604 с.

9. **Фадеев Л. М., Албагачиев А. Ю.** Повышение надежности деталей машин. М.: Машиностроение, 1993. 96 с.

УДК 621.923.1

Л. Г. ВАЙНЕР, д-р техн. наук (Тихоокеанский ГУ, г. Хабаровск),
Ю. С. СТЕПАНОВ, д-р техн. наук (ГУ — учебно-научно-производственный комплекс, г. Орел), e-mail: lgvainer@mail.ru

Метод и модель формирования модифицированных производящих поверхностей торцешлифовальных кругов в процессе правки

Рассмотрены метод, модель и устройства нового способа правки шлифовальных кругов. Геометрически модифицированный профиль рабочих поверхностей обеспечивает более эффективное двустороннее торцевое шлифование.

Ключевые слова: торцешлифовальный круг, моделирование, анализ, синтез, правка, геометрическая модификация.

The method, model and devices for a new method of grinding wheels dressing are considered. The geometrically modified profile of working surfaces provides more efficient two-sided end grinding.

Keywords: end grinding wheel, modeling, analysis, synthesis, dressing, geometric modification.

Технологические характеристики двусторонней торцешлифовальной обработки, показатели точности обрабатываемых деталей и их стабильность в значительной степени определяются формой производящих поверхностей шлифовальных кругов (ШК). Исходная форма торцов ШК образуется при их правке. В настоящее время правка ШК на двусторонних торцешлифовальных станках обеспечивается в результате того, что ось рычага с инструментом для правки строго параллельна осям ШК. Это позволяет формировать плоскую поверхность с весьма ограниченными функциональными возможностями. Поэтому после правки плоский торец корректируют обязательной приработкой ШК, на что расходуется значительная часть заготовок партии. Цель приработки — получить криволинейный профиль торцевой поверхности с заданным припуском. Однако результаты приработки — длина криволинейного участка, его реальная форма, число использованных заготовок, зависят исключительно от опыта и квалификации наладчика.

Высокоточные измерения на начальном этапе и в процессе шлифования заготовок показали, что форма торцевой поверхности ШК близка к параболической [1]. В работах [2, 3] показано, что параболическая модификация рабочих поверхностей обеспечивает стабильность заданной геометрической формы технологического пространства и показателей точности обработанных торцов. Под технологическим пространством понимается пространство, ограниченное участками рабочих поверхностей торцов ШК, вдоль траектории движения торцов обрабатываемых заготовок [3].

Таким образом, задача создания модели и устройства формирования исходной производящей поверхности ШК в виде параболоида вращения с заданной выпуклостью профиля весьма актуальна. В данной статье дается ее аналитическое и техническое решение.

Произвольный криволинейный профиль ШК формируется в результате движения вершины режущего наконечника (в модели принимается в виде точки) по эллиптической траектории с полуосями r_x, r_y и текущей полярной координатой φ (рис. 1) при трех линейных (c_x, c_y, c_z) и трех угловых (α_x, α_y, α_z) смещениях системы координат ШК [$S_1(X_1, Y_1, Z_1)$] относительно системы координат рычага правки [$S_2(X_2, Y_2, Z_2)$]. Наиболее общей формой траектории наконечника правки является эллипс. Задавая значения радиусов эллипса, получим окружность или отрезок прямой, что соответствует двум разным конструкциям механизма правки, применяемым на разных станках.

Формообразующая траектория наконечника определяется матричными уравнениями:

$$\boldsymbol{r}_1 = A(c_x)A(c_y)A(c_z) \times \times A(\alpha_x)A(\alpha_y)A(\alpha_z)\boldsymbol{r}_2; \quad (1)$$

$$\boldsymbol{r}_2 = (r_x\cos\varphi,\ r_y\sin\varphi,\ 0,\ 1)^{\mathrm{T}},\quad 0 \le \varphi \le \pi, \quad (2)$$

где $\boldsymbol{r}_1$ и $\boldsymbol{r}_2$ — векторы точки вершины режущего наконечника в системах координат соответственно ШК и собственной; $A(c_x)$, $A(c_y)$, $A(c_z)$ и $A(\alpha_x)$, $A(\alpha_y)$, $A(\alpha_z)$ — квадратные матрицы четвертого порядка элементарных линейных и угловых смещений; Т — знак транспонирования.

Правая часть уравнения (1) представляет собой произведение квадратных матриц четвертого порядка элементарных линейных и угловых смещений рычага правки относительно ШК [3]; уравнение (2) — однородный вектор точки вершины режущего наконечника.

Перемножив матрицы и решив уравнение (1) с учетом равенства (2), получим искомые ко-

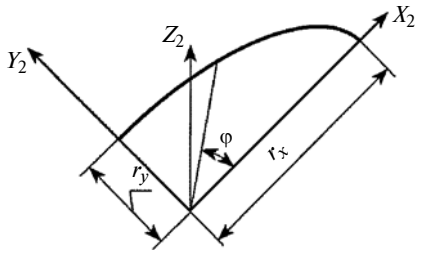


Рис. 1. Траектория наконечника правки в собственной системе координат

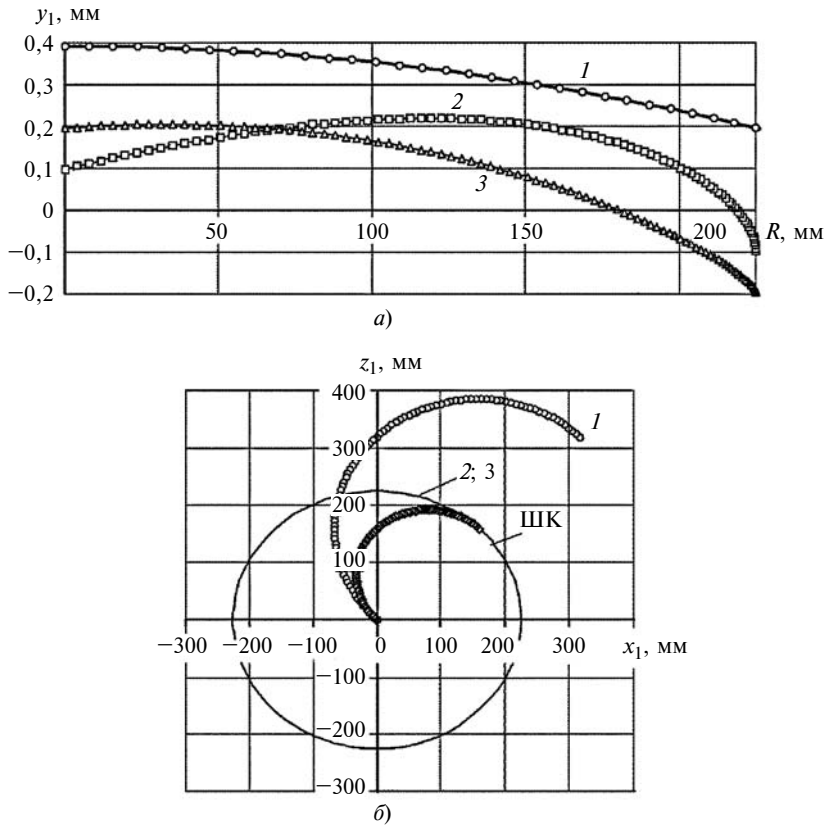


Рис. 2. Профильные кривые $y_1(R)$ (*а*) и траектории наконечника в плоскости x_1z_1 (*б*) при вариациях параметров формообразующей системы правки

ординаты точки вершины режущего наконечника в системе координат ШК:

$$\begin{cases} x_1 = -r_x\cos\varphi\cos\alpha_y - \\ -(r_y\sin\varphi - c_y)\sin\alpha_x\sin\alpha_y - c_x; \\ y_1 = -r_x\cos\varphi\cos\alpha_y + \\ +(r_y\sin\varphi - c_y)\sin\alpha_x\sin\alpha_y + c_z; \\ z_1 = (r_y\sin\varphi - c_y)\cos\alpha_x. \end{cases} \quad (3)$$

Анализ уравнений системы (3) показал, что координаты точек поверхности торца ШК зависят от восьми постоянных параметров (r_x, r_y, α_x, α_y, α_z, c_x, c_y, c_z) и одного переменного параметра (φ).

На рис. 2 приведены примеры профильных кривых $y_1(R)$ при вариациях параметров формообразующей системы правки (таблица). При разных сочетаниях постоянных параметров можно сформировать качественно разные торцевые поверхности ШК с положением экстремума профильной функции $y_1(R)$ как на границе диапазона изменения R (вариант 1), так и внутри него (варианты 2 и 3).

Задача синтеза формообразующей системы правки предполагает определение ее параметров для получения заданной поверхности ШК третьего порядка, близкой к параболоиду вращения. Для этого необходимо решить уравнения (1) и (2) совместно с уравнением параболоида вращения. Аналитическое решение данной системы уравнений затрудняется избыточным числом неизвестных, поэтому наряду с численными методами предлагаются методики, основанные на определенных допущениях и ограничениях, связанных с конкретными наладочными параметрами устройства правки и позволяющих получить искомые параметры в явном виде.

Случай 1. Торцевая поверхность ШК — сплошная, т. е. $0 \le R \le R_e$, где R_e — наружный радиус ШК. Траектория вершины режущего наконечника — дуга окружности, проходящая через центр ШК. Требуемый криволинейный профиль ШК имеет единственный экстремум в центре; заданная выпуклость профиля — $\Delta_п$. Осевые смещения S_1 и S_2 систем координат отсутствуют.

Математические условия заданных ограничений:

$$\begin{cases} y'(R=0) = 0; \\ y(R=0) - y(R=R_e) = \Delta_п; \\ r_2 = (r_п\cos\varphi, r_п\sin\varphi, 0, 1)^T; \\ c_z = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Решив совместно системы (3) и (4), получим элементарные выражения для требуемых относительных угловых смещений систем координат S_1 и S_2:

$$\alpha_x = \arcsin(2\Delta_п c_y/R_e^2);$$

$$\alpha_y = \arcsin(2\Delta_п c_x/R_e^2),$$

где $c_x = \sqrt{r_п^2 - c_y^2}$.

Случай 2. Поверхность ШК — кольцевая, т. е. $R_{int} \le R \le R_e$, где R_{int} — радиус отверстия в ШК. Требуемый радиальный профиль ШК имеет постоянный знак первой производной и единственный экстремум; заданный перепад профиля — $\Delta_п$. На минимальном радиусе R_{int} плоскость, касательная к поверхности ШК, перпендикулярна его оси.

С учетом последнего допущения искомым параметром синтеза будет единственный параметр — угол α_x, а угол $\alpha_y = 0$.

Исходные параметры формообразующей системы правки

Вариант	$r_x = r_y$, мм	$c_x = c_y$, мм	c_z, мм	R, мм	α_x, рад	α_y, рад	α_z, рад
1	225,0	159,10	0	225	0,00175	0	−0,7854
2	112,5	79,55	0	225	0,00087	0,00175	−0,7854
3	112,5	79,55	0	225	0,00175	0,00052	−0,7854

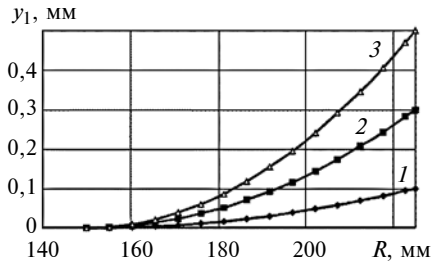


Рис. 3. Радиальный профиль ШК после правки при разной максимальной выпуклости $\Delta_п$ рабочей поверхности

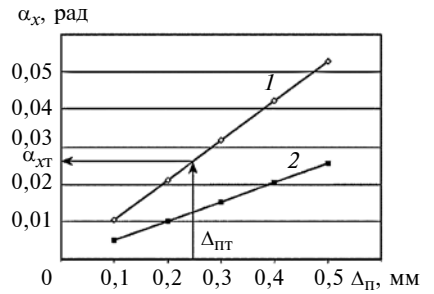


Рис. 4. Зависимости требуемого углового смещения α_x ШК относительно плоскости правки от максимальной выпуклости $\Delta_п$ рабочей поверхности при $r_x = r_y = 300$ (*1*) и 150 мм (*2*)

Математические условия заданных ограничений:

$$y'(R = R_{\text{int}}) = 0;$$

$$y(R = R_{\text{int}}) - y(R = R_e) = \Delta_п.$$

Задача синтеза сводится к решению системы двух уравнений относительно параметров φ и α_x, остальные наладочные параметры считаются заданными:

$$\begin{cases} [(r_x\cos\varphi\cos\alpha_y + (r_y\sin\varphi - c_y)\times \\ \times\sin\alpha_x\sin\alpha_y - c_x)^2 + \\ +((r_y\sin\varphi - c_y)\cos\alpha_x)^2]^{0,5} = R_e; \\ -r_x\cos\varphi\sin\alpha_y + (r_y\sin\varphi - c_y)\times \\ \times\sin\alpha_x\cos\alpha_y + c_z = \Delta_п. \end{cases} \quad (5)$$

Аналитическое решение уравнений системы (5) имеет известные сложности; из численных способов можно использовать градиентные итерационные методы направленного поиска неизвестных.

Рассмотрим результаты параметрического синтеза формообразующей системы правки, реализованные с помощью функции итерационного подбора параметров программы Excel из пакета Microsoft Office.

На рис. 3 приведены примеры синтезированных радиальных профилей ШК после правки при заданной максимальной выпуклости рабочей поверхности $\Delta_п = 0,1$ (*1*), 0,3 (*2*) и 0,5 мм (*3*) и постоянных наладочных параметрах: $r_x = r_y = 300$ мм, $c_x = 150$ мм, $c_y = 300$ мм, $R = 225$ мм, $c_z = 0$, $\alpha_y = 0$, $R_{\text{int}} = 150$ мм.

На рис. 4 приведены зависимости необходимого углового смещения α_x ШК относительно плоскости правки от заданной максимальной выпуклости $\Delta_п$ его рабочей поверхности. Зависимости, предварительно рассчитанные и выраженные в табличной или графической форме, можно использовать для настройки устройства правки двусторонних торцешлифовальных станков с известными конструктивными параметрами. Например, по заданной максимальной выпуклости рабочей поверхности ШК $\Delta_{п.т} = 0,25$ мм находим необходимое угловое смещение $\alpha_{xт} = 0,0275$ рад (на графике показано стрелками).

Для технической реализации задачи синтеза формообразующей системы правки при двустороннем шлифовании оппозитных поверхностей разработаны и защищены патентами соответствующие устройства правки [4, 5], одно из которых показано на рис. 5.

Устройство содержит качающиеся рычаги *1* с неподвижными в осевом направлении и перемещаемыми по дуге окружности относительно торцевых поверхностей ШК правящими инструментами *2*. Ось каждого из рычагов установлена с угловыми смещениями α_y и α_x (не показано) соответственно в горизонтальной и вертикальной плоскости относительно осей левого *3* и правого (не показан) ШК. Угловые смещения α_y и α_x определяются независимо для каждого рычага, исходя из геометрических параметров наладки станка и заданной выпуклости $\Delta_{п1}$ ($\Delta_{п2}$) профиля торцевой поверхности соответствующего ШК. Материал ШК в процессе правки снимается в результате периодической подачи *S* пиноли, в которой установлен шпиндель с ШК.

Предусмотренная в устройстве автономная установка корпуса *4* рычага правки на каждой шлифовальной бабке *5*, угловое положение (углы γ и α) которой относительно станины станка задано исходя из технологических условий обработки заготовок, исключает необходимость новой настройки ее положения после каждой правки, что повышает производительность обработки партии заготовок.

Предусмотренная независимая настройка угловых смещений осей рычагов относительно осей ШК позволяет формировать

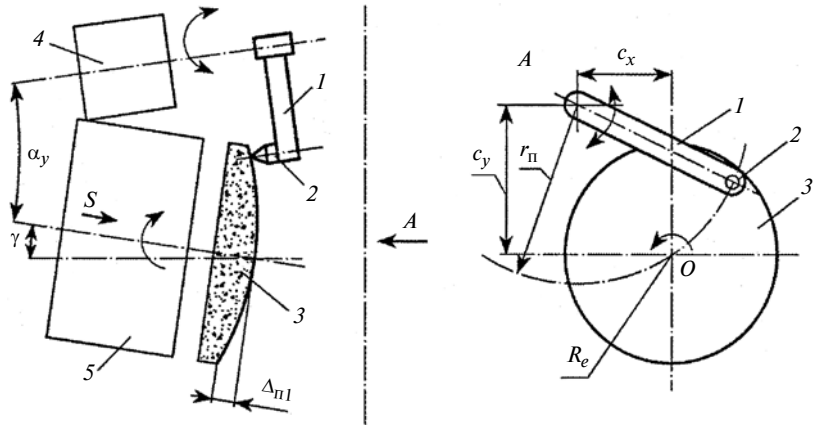


Рис. 5. Схема устройства для независимой правки двух оппозитных ШК с заданной геометрической модификацией рабочих поверхностей

УДК 629.114.2-235

Ю. И. КРЫХТИН, В. И. КАРЛОВ, кандидаты технических наук
(Волгоградский ГТУ), e-mail: au@vstu.ru

Физические основы разработки заготовок дисков трения с молибденовым покрытием для повышения надежности работы в масле в узлах трансмиссий транспортных машин

Разработаны заготовки дисков трения с молибденовым покрытием для узлов трансмиссий транспортных машин. Покрытие наносится плазменным напылением, т. е. применяется газотермическая технология.

Ключевые слова: заготовка, диск, трение, трансмиссия, покрытие, газотермическая технология, масляная среда, молибден.

The friction disks billets with molybdenum coating for transmission units of transport machines are developed. The coating is applied by plasma spraying, i.e. gas-thermal technology is applied.

Keywords: billet, disk, friction, transmission, coating, gas-thermal technology, oil medium, molybdenum.

На Волгоградском тракторном заводе совместно с Институтом проблем материаловедения АН Украины (ИПМ) решалась задача — разработать заготовки дисков трения, работающих в паре со стальным контртелом в масляной среде в фрикционных узлах механизмов передач и поворота гусеничной машины массой до 18 т [1], с улучшенными эксплуатационными характеристиками по долговечности и надежности. Техническое решение заключалось в разработке молибденового покрытия, получаемого плазменным напылением.

Данные диски трения используют для безударного включения передач и других элементов в трансмиссиях транспортных гусеничных и колесных машин. Фрикционный материал подбирали и напыляли в ИПМ [2]. С этой целью были выполнены теоретические исследования по фрикционному взаимодействию сопряженных тел, технологии изготовления фрикционных материалов, влиянию их технологических показателей на их структуру и физико-механические свойства [3].

К фрикционным материалам относятся: сталь, чугун, бронза, асбокаучуковые и спеченные материалы (металлокерамические). С учетом постоянного повышения скоростей машин и нагрузок на их механизмы наиболее высокие показатели по ресурсу, надежности, износостойкости и стабильности обеспечивает применение спеченных фрикционных материалов.

В настоящее время в тормозных механизмах, работающих в условиях сухого трения, используют стальные, чугунные или асбофрикционные диски, которые не обеспечивают требуемую надежность управления транспортными средствами больших мощностей. Еще в тридцатых годах XX в. для получения более высокоэффективных материалов с рассматриваемых позиций было принято использовать методы порошковой металлургии для получения спеченных фрикционных материалов.

Тонкий слой шихты, содержащий порошки меди, олова, свинца, графита и диоксида кремния, наносили на каркас из листовой стали прессованием и спеканием под давлением. Это позволило сочетать прочность несущего

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 67)

при правке рабочие торцевые поверхности двух ШК с разными геометрическими параметрами, а следовательно, реализовать рациональный цикл съема припуска с каждого торца заготовки при последующем асимметричном шлифовании двух торцов. Это свидетельствует о высоких технологических возможностях правки ШК.

Таким образом, разработанные методика, модель и устройства для профилирования ШК позволяют реализовать требуемую форму и заданные параметры параболической модификации профиля рабочей поверхности круга, повышающие точность обработки и стойкость шлифовальных кругов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Моделирование** технологических процессов абразивной обработки: Коллективная монография / Г. В. Барсуков, Л. Г. Вайнер, Ю. В. Василенко и др. Под ред. Ю. С. Степанова, А. В. Киричека. М.: Издательский дом "Спектр", 2011. 252 с.

2. **Моделирование** технологических процессов механической обработки и сборки: Коллективная монография. Т. 1. / А. Ю. Албагачиев, Ю. А. Албагачиев, А. В. Балыков и др. Под ред. А. В. Киричека. М.: Издательский дом "Спектр", 2013. 320 с.

3. **Вайнер Л. Г.** Определение параметров технологического пространства при двусторонней торцешлифовальной обработке // Вестник машиностроения. 2011. № 12. С. 72—77.

4. **Пат. 126980 Рос. Федерация:** МПК B24B7/17. Устройство для правки торцевых поверхностей шлифовальных кругов.

5. **Пат. 136381 Рос. Федерация:** МПК B24B53/02. Устройство для правки торцевых поверхностей шлифовальных кругов.

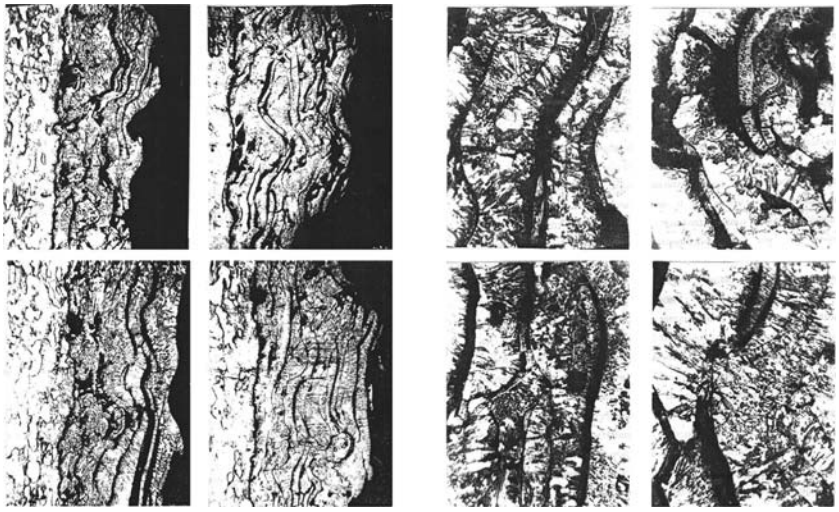
каркаса и высокие коэффициент трения и износостойкость композиционного слоя, который также предотвращает схватывание и обеспечивает плавность торможения машины. Материалы на медной основе нашли широкое применение в узлах трения без смазочного материала (муфты сцепления, тормозные механизмы, электромагнитные муфты) и в узлах трения с принудительным смазыванием (фрикционные электромагнитные муфты, синхронизаторы, диски трения гидротрансмиссий тракторов, автомобилей, гусеничных машин и пр.).

Применение спеченных фрикционных материалов позволило повысить долговечность, надежность и эффективность работы фрикционных узлов. Использование таких материалов улучшает технические характеристики машин, увеличивает ресурс и безопасность транспортных средств.

К недостатками спеченных фрикционных материалов на медной основе, работающих по стальному контртелу в масленой среде, можно отнести трудоемкость изготовления и низкий коэффициент трения ($f = 0{,}03 \div 0{,}12$), который снижает долговечность и надежность узла, работающего в тяжелых эксплуатационных условиях, а также увеличивает габаритные размеры и массу конструкции.

В работе [4] показано успешное использование молибденового покрытия, получаемого плазменным напылением, в качестве фрикционного материала, нанесенного на элементы синхронизаторов автомобильных передач. Толщина покрытия составляет 0,25÷0,33 мм. Высокая износостойкость данного покрытия обеспечивается высокой твердостью частиц напыляемого материала и самосмазывающим свойством, обусловленным пропиткой пористого покрытия минеральным маслом.

Сегодня спеченные фрикционные материалы получают на



×115 *а*) ×600 *б*)

Рис. 1. Плазменное молибденовое покрытие, подложка — Сталь 3, увеличение ×115 (*а*) и ×600 (*б*)

медной, железной и молибденовой основах.

При создании фрикционных покрытий на деталях тормозных механизмов и фрикционных передач одновременно выполняются технологические операции по формированию и спеканию наносимых частиц.

Оптимальный коэффициент трения фрикционного сопряжения, работающего в смазочной среде, составляет $f = 0{,}08 \div 0{,}12$. При отсутствии смазочного материала коэффициент трения не должен превышать 0,4, так как повышение коэффициента трения приведет к повышению изнашивания рабочих поверхностей тормозных механизмов и фрикционных узлов трансмиссии.

В качестве газотермического покрытия можно использовать молибден (Mo) — серебристо-серый тугоплавкий металл, его плотность — 10,2 г/см^3, температура плавления — $t_{пл} = 2620$ °C, он химически стоек, на воздухе окисляется при температуре 400 °C и широко используется в производстве легированных сталей для повышения их прочности и твердости. Молибденовая проволока доступна и удобна для плазменного напыления покрытий.

Для эффективного применения покрытия на молибденовой основе необходимо обеспечить оптимальный режим фрикционного взаимодействия материалов узла трения. Они увеличивают в 1,5—2,5 раза срок службы деталей, снижают стоимость изготовления фрикционных дисков, повышают производительности труда, а также возможность восстановления фрикционных изделий при ремонте и модернизации.

Поставлена задача — оценить изменение структуры, химического и фазового составов напыляемых молибденовых материалов, которые при плазменном напылении подвергаются высокому температурному воздействию.

На рис. 1 показаны микрофотографии плазменных молибденовых покрытий — поперечные шлифы плазменных покрытий из молибдена. Они имеют слоистую структуру, создаваемую вытянутыми частицами, не везде плотно прилегающими друг к другу. На стыке слоев и отдельных частиц имеются щели и микрополости. Встречаются поры круглой формы. В структуре при большом увеличении (×600) наблюдается мелкозернистое строение частиц покрытия высокой пористости.

Молибденовое покрытие отличается высокой адгезией к черным металлам. При перемещении частиц молибдена от сопла

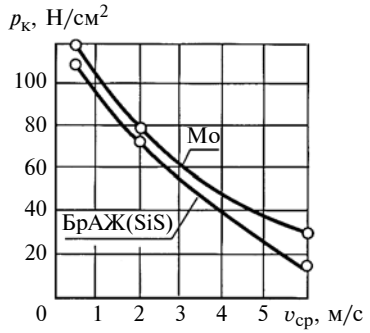


Рис. 2. Зависимости $p_к$ от $v_с$ для фрикционных плазменных покрытий из Mo и БрАЖ (SiC)

плазменной горелки до поверхности основы происходит их окисление. Поэтому расплавленные частицы молибдена в момент соударения с поверхностью имеют тонкую пленку из оксида, которая при ударе разрывается, и чистый молибден высокой температуры вступает в контакт с основой. Происходит сплавление частиц молибдена с металлом с образованием металлических связей. Микроструктура в переходной зоне между сталью и молибденовым покрытием имеет толщину 1÷2 мкм. В ее состав входит небольшое количество интерметаллических соединений Fe_3Mo_2 и Fe_7Mo_6, также имеются участки локального сплавления и участки закалки в очень тонком поверхностном слое основного металла. Тонкий поверхностный слой перлитной структуры на участках плотного сцепления с частицами напыления нагревается до температуры выше температуры начала структурных превращений, при последующем быстром охлаждении на этих участках возникает структура квазимартенсита. Микротвердости на участках феррита, перлита и квазимартенсита составляют соответственно 950, 2300 и 5500 МПа.

Температура в плазменной струе достигает 15 000÷30 000 °С. При этом напыляемый слой имеет относительно невысокую температуру (150÷200 °С). Целесообразно напылять молибден на детали узлов трения из недорогих конструкционных сталей, тем самым повышая их эксплуатационные характеристики.

Для получения плазменного молибденового покрытия (ПМП) используют молибденовую проволоку диаметром 1,2 мм с содержанием, %: Mo — 99,9; Ni — 0,001; SiO_2 — 0,001; полуторные оксиды — 0,008.

Пары трения с ПМП и сталью 65Г испытывали на машине трения МТ-22 в среде трансмиссионного масла МТ-16П (ГОСТ 6337—83). Получены зависимости распределенной критической нагрузки $p_к$ от скорости скольжения $v_с$ для фрикционных плазменных покрытий Mo и БрАЖ (SiC) (рис. 2). При непрерывном трении ПМП характеризуются бóльшими значениями $p_к$, чем мономатериалы. Это объясняется пористостью ПМП, так как оно состоит из отдельных частиц и при нагружении возможно уплотнение материала на локальных участках поверхности трения.

Таблица 1

Триботехнические характеристики пар трения

Пара трения	$v_с$, м/с	p, МПа	$v_и$, мкм/км	f
Сталь 65Г по стали 65Г	0,5	2	13,00	0,180
		4	13,00	0,180
		6	13,00	0,180
		8	13,00	0,190
		10	14,00	0,200
Сталь 65Г по стали 65Г	1,5	2	12,00	0,150
		4	12,00	0,150
		6	12,00	0,160
		8	12,00	0,170
		10	13,00	0,180
Сталь 65Г по стали 65Г	3,0	2	11,00	0,120
		4	11,00	0,120
		6	11,00	0,130
		8	11,00	0,140
		10	12,00	0,150
Mo по стали 65Г	0,5	2	3,50	0,180
		4	3,50	0,185
		6	3,80	0,190
		8	4,00	0,195
		10	4,50	0,210
Mo по стали 65Г	1,5	2	2,10	0,110
		4	2,10	0,115
		6	2,50	0,120
		8	3,00	0,130
		10	3,50	0,140
Mo по стали 65Г	3,0	2	0,95	0,089
		4	1,00	0,090
		6	1,50	0,092
		8	2,00	0,100
		10	2,35	0,110

При достижении критической нагрузки $p_к$ происходит полное или частичное разрушение масляной пленки, что приводит к трению без смазочного материала, т. е. сухому трению.

При $p_к$ коэффициент f трения ПМП составляет 0,17.

Триботехнические характеристики пар трения в масляной среде, полученные на машине трения МТ-22, приведены в табл. 1.

Пара трения "сталь 65Г — сталь 65Г" в масляной среде характеризуется высоким изнашиванием (скорость изнашивания $v_и$ = 10÷13 мкм/км) и высоким коэффициентом трения. При увеличении скорости скольжения скорость изнашивания снижается.

В паре трения "сталь 65Г — сталь 65Г ПМП из Mo" скорость изнашивания ниже, чем в паре трения "сталь—стали".

Предварительные испытания ПМП при непрерывном трении по стали 65Г в масляной среде на машине трения МТ-22 показали незначительное изнашивание ($v_и$ = 3,5÷4,5 мкм/км), при $v_с$ = 0,5 м/с и нагрузке p = = 2÷10 МПа. Коэффициент трения при этом составил f = = 0,18÷0,21.

При испытаниях фрикционных образцов в режиме торможения вращающейся инерционной массы до полного останова (начальная скорость $v_{с.н}$ = 30 м/с, p = 2,5 МПа, I = 0,242 кг·м^2 — момент инерционных масс машины трения МТ-22) установлено, что коэффициенты трения при времени торможения $t_т$ = 4 с для пары трения "МК-5 — сталь 65Г" в начале и конце торможения составили соответственно 0,12 и 0,15, а для пары "Mo — сталь 65Г" при $t_т$ = 3,8 с составили 0,14 и 0,16.

Проведены испытания покрытия из Mo в условиях ограниченной смазки при $v_с$ = 13 м/с. Получены коэффициенты трения для покрытия из Mo при $v_с$ = 13 м/с и разных нагрузках: f = 0,16 при

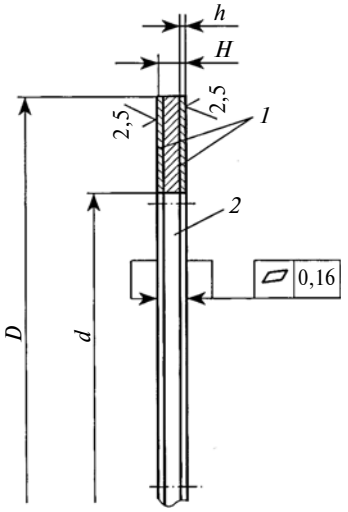


Рис. 3. Фрикционные диски с плазменным покрытием:

1 — фрикционный материал; *2* — основа диска

p = 0,5 и 1,0 МПа; f = 0,14 при p = 1,5 МПа.

В условиях ограниченной смазки коэффициент трения значительно зависит от толщины смазочного слоя и материала. При трении фрикционных материалов в масляной среде коэффициент трения составляет от 0,05 до 0,15.

В табл. 2 представлены параметры разработанных фрикционных дисков с плазменным покрытием (рис. 3).

Разработаны технические требования к заготовкам фрикционных дисков с молибденовым покрытием:

1) покрытия на заготовки из стали 65Г (ГОСТ 1050—74) следует наносить напылением, используя молибденовую проволоку диаметром 1,4÷1,8 мм (ТУ 48-19-203—85);

2) твердость покрытий по Виккерсу должна составлять 4800÷5200 МПа;

3) адгезионная прочность покрытий должна быть не меньше 22 МПа;

4) плотность покрытий — 8,15÷8,2 г/см^3 (пористость 18÷21 %);

5) триботехнические характеристики покрытия в паре со сталью 65Г при испытании со смазочным материалом ТСЗП-8 (ОСТ 38.01365—84) при $v_с$ = 10 м/с и p = 4 МПа: коэффициент трения f > 0,12; скорость изнашивания $v_и$ < 4 мкм/км;

6) при многократных циклах включение—выключение диски должны выдерживать тепловой удар;

7) покрытие на заготовке не должно иметь трещин сколов, наблюдаемых визуально.

На рис. 4 показаны образцы для определения свойств покрытия.

Требования к испытанию заготовок дисков трения:

1. Перед испытаниями измеряют размеры заготовок штангенциркулем.

2. При определении твердости на два образца длиной 30 ± 1 мм (по дуге окружности), толщиной 10^{+1} мм с параметром шероховатости поверхности *Ra* 2,5 наносят покрытие толщиной 1,3 ± 0,1 мм напылением на плазменной установке УПУ-3. На плоскошлифовальном станке покрытие шлифуют до металлического блеска (*Ra* ≤ 160 мкм), далее на полировальном станке полируют до исчезновения видимых рисок. После шлифования и полирования толщина покрытия должна быть не менее 1,0 ± 0,1 мм.

Таблица 2

Параметры фрикционных дисков с плазменным покрытием, мм (см. рис. 3)

D	*d*	*H*	*h*
216 ± 1	168 ± 0,5	$3_{-0,075}$	$0,25^{+0,06}$
176 ± 0,1	133^{+1}	$3,3_{-0,075}$	$0,25^{+0,06}$

На каждом образце выполняют пять измерений в точках, равномерно распределенных по образцу. Твердость покрытия определяют как минимальное значение из десяти измерений.

3. Адгезионную прочность определяют на универсальной разрывной машине на десяти образцах — штырь *2*, вставленный в обойму *1*, стопорят винтом *3* (см. рис. 4, *а*). Затем поверхность *А* каждого штыря обезжиривают спиртом и выполняют дробеструйную обработку. Далее ослабив винты, выводят штыри из обойм, снимают заусенцы, образовавшиеся при дробеструйной обработке. Сборку выполняют в обратной последовательности. На подготовленные поверхности *А* наносят покрытие

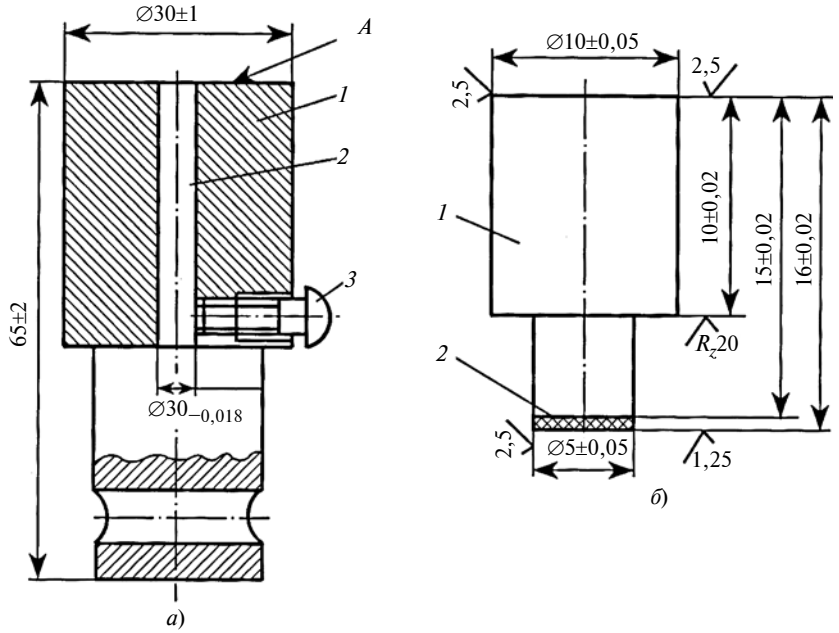


Рис. 4. Технологические образцы для определения адгезионных свойств покрытий (*а*) и их триботехнические свойства (*б*):

1 — обойма; *2* — штырь; *3* — винт; *4* — основа из стали 65Г; *5* — фрикционный материал

толщиной 1,2 ÷ 0,1 мм напылением.

На остывших до нормальной температуры образцах ослабляют стопорные винты.

Испытания проводят по ГОСТ 1497—84 с использованием универсальной разрывной машины МР-0,5-1 (ГОСТ 7855—84).

4. При определении микроструктуры образцы длиной 30 ± 1 мм и толщиной 10^{+1} мм с параметром шероховатости поверхности *Ra* 2,5, шлифуют на плоскошлифовальном станке, чтобы плоскость шлифа была перпендикулярна к плоскости напыления; полируют с применением алмазной пасты до получения зеркальной поверхности.

После сушки шлифа с помощью микроскопа определяют микроструктуру покрытия.

5. При определении пористости используют медный цилиндрический стержень диаметром 35 ± 5 мм. Дробеструйную обработку цилиндрической поверхности стержня выполняют так, чтобы площадь от воздействия дробеструйной обработки (шероховатой) поверхности составляла 30÷40 % от общей площади. Молибденовое покрытие толщиной 1,0 ± 0,1 мм и шириной 20 ± 5 наносят на стержень

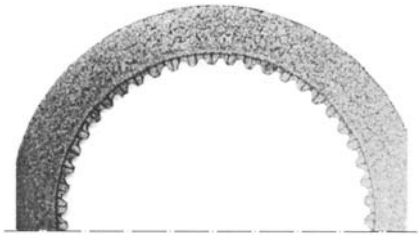


Рис. 5. Диск трения с ПМП диаметром 176 мм и толщиной 3,3 мм

напылением. Далее напыленный слой в виде кольца разрубают, снимают и распиливают на пять частей произвольной формы.

Пористость определяли гидростатическим методом по ГОСТ 18898—73 как среднее арифметическое по испытаниям пяти образцов.

6. При определении триботехнических характеристик на машине трения с контртелом из стали 65Г на десять образцов (см. рис. 4, *б*), предназначенных для испытаний на трение и изнашивание, наносят покрытие толщиной 1,0 ± 0,1 мм напылением.

Испытания выполняли по ГОСТ 26614—85 со смазочным материалом ТСЗП-8 при v_c = = 10 м/с и p = 4 МПа.

Коэффициент трения и скорость изнашивания покрытия определяют как среднее арифметическое значение по пяти образцам. Условия работы дисков трения в механизме передач и поворота гусеничных машин массой 13,2÷18 т представлены в табл. 3.

Таблица 3

Условия работы дисков трения в механизме передач и поворота

Показатель	Диск 176 мм		Диск 216 мм
Механизм	Тормоз-синхронизатор	Муфта водометного движителя	Механизм передач и поворота для второй—пятой передач
Удельная работа трения за одно включение муфты, кДж/м^2	29	465	1171÷290
Скорость скольжения диска относительно контртела на максимальном радиусе v_c, м/с	7,17	27,00	7,06÷8,61
Рабочее давление на поверхность трения p, МПа	3,30	2,87	3,60÷3,10
Время буксования при включении муфты $t_б$, с	0,03	0,20	1,17÷0,31
Средняя температура в зоне трения за одно буксование диска t, °С	106	144	192÷171
Допустимые температуры в зоне трения, °С:			
средняя при продолжительной работе $t_{ср}$	500		
максимальная при кратковременной работе t_{max}	800		
Диапазон рабочих температур, °С	От минус 60 до плюс 80		
Материал контртела	Сталь 65Г (ГОСТ 1050—74, 285÷321НВ, Ra = 1,25)		
Тип трения	В масле ТСЗП-8 (ТУ 38-101313—77)		

На рис. 5 представлен диск трения с плазменным фрикционным молибденовым покрытием.

Четыре диска трения с плазменным напылением Мо устанавливали в тормоз-синхронизатор (для включения зубчатых муфт реверса и первой передачи), один — в муфту отключения ГОП механизма поворота, три — в муфту привода водомета гидромеханической трансмиссии с зубчато-фрикционным переключением передач транспортной гусеничной машины массой 18 т и в тормоз-синхронизатор гидромеханической трансмиссии гусеничной машины массой 13,2 т.

Новые диски трения в узлах трансмиссии гусеничной машины массой 18 т успешно работали без замечаний, пробег составил 2500 км.

Также новые диски, установленные в тормозе-синхронизаторе гусеничной машины, массой 13,2 т успешно работали без замечаний, пробег составил 2000 км.

Таким образом, установлено, что разработанные диски с пористым фрикционным покрытием на основе Мо при трении со стальным контртелом, работающие в масляной среде, характеризуются высокими эксплуатационными свойствами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Трансмиссии** гусеничных и колесных машин / В. М. Труханов, В. Ф. Зубков, Ю. И. Крыхтин, В. Ф. Желтобрюхов М.: Машиностроение, 2001. 736 с.

2. **Порошковая** металлургия, материалы, технологии, свойства, области применения. Справочник / И. М. Федорченко, И. Н. Францевич, И. Д. Радомысельский. Киев: Наукова думка, 1985. 623 с.

3. **Проблемы** трения и смазки / Пер. с англ. // Труды американского общества инженеров-механиков. № 4. М.: Мир, 1988. 110 с.

4. **Хасуи А., Моригаки О.** Наплавка и напыление М.: Машиностроение, 1985. 239 с.

УДК 621.762:669.701

Ф. Р. РАСУЛОВ, А. И. БАБАЕВ, кандидаты технических наук (АзТУ, г. Баку), e-mail: resulovfr@gmail.com

Повышение коррозионной стойкости чугунных отливок поверхностным легированием

Рассматривается улучшение характеристик поверхностей отливок пропиткой порошковой композиции жидким чугуном при его заливке в литейную форму. Исследуется коррозионная стойкость отливок, поверхностно-легированных малыми количествами меди, хрома и никеля.

Ключевые слова: композиционное покрытие, порошковая намазка, литейная форма, отливка.

The improvement of characteristics of castings surfaces by impregnation of powder composition by liquid iron at its filling into foundry mould is considered. The corrosion resistance of castings, superficially alloyed by small amounts of copper, chromium and nickel, is studied.

Keywords: composite coating, powder pasting, foundry mould, casting.

В настоящее время существуют достаточно эффективные методы борьбы с коррозией металлов и сплавов. Однако потери от коррозии по-прежнему очень большие, и борьба с ней остается серьезной научно-технической проблемой. Так как объемное легирование металлов и сплавов неэкономично, исследователи и производственники в последние годы все больше внимания уделяют разным методам поверхностного легирования деталей [1, 2], которое можно осуществить, например, диффузионной металлизацией, напылением, пропиткой жидкими сплавами, наплавкой, электроискровым способом и др. Все эти методы имеют свои преимущества и недостатки.

Наиболее эффективным, на взгляд авторов, может быть насыщение поверхности отливок композиционной намазкой непосредственно в процессе заливки жидкого металла в литейную форму. Намазка наносится на рабочую поверхность литейной формы, а затем в нее заливается расплав, который проникает в поры намазки, составляющие ≈32÷43 %. Намазка пропитывается металлом и в результате кристаллизации на поверхности отливки образуется смешанный каркас "металл — намазка", который обеспечивает не только коррозионную стойкость, но значительно улучшает качество и свойства поверхности заготовки.

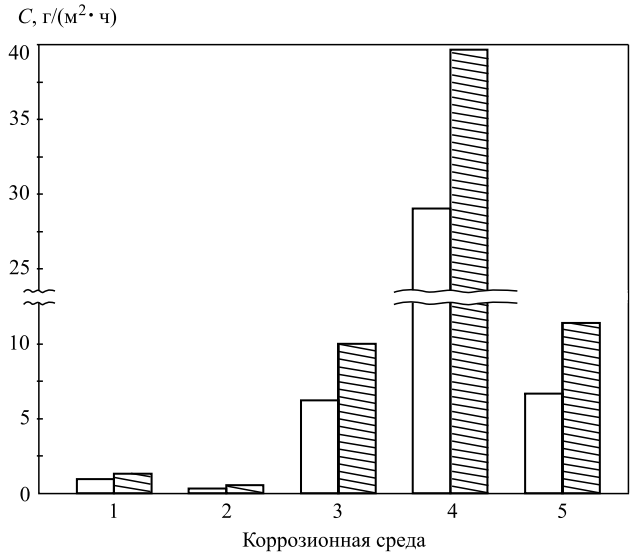
В данной статье рассматривается влияние пропитки жидким чугуном слоя порошковой намазки, состоящей, масс. %, из сплавов: на основе меди (1,3÷1,7 Pb; 0,4÷0,8 Zn; 9÷11 Sn), никеля (0,2÷0,3 C; 1,1÷1,4 Si; 072÷1,2 Mn; 07÷0,8 P; 15÷17 Cr; 2 B; ≤5 Fe) и низколегированного хромоникелевого белого чугуна (3,17 C; 0,54 Si; 0,72 Mn; 0,05 P; 0,05 S; 0,36 Ni; 1,52 Cr). Для чего исследуются формирование структуры и свойства отливок из серого чугуна с композиционным покрытием; технология изготовления высококачественных чугунных отливок с композиционными покрытиями в разовых и центробежных литейных формах.

Основная задача получения таких отливок — определить оптимальные параметры пропитки слоя пористой порошковой намазки, нанесенной на рабочую поверхность литейной формы, при которых формируется качественное композиционное покрытие с необходимыми толщиной и свойствами.

Для исследований использовали отливки из серого чугуна СЧ20 и порошки из сплавов ПГ-БрО10С1,5Ц0,5, ПГ-ХН80С2Р2 и низколегированного хромоникелевого белого чугуна. Для намазки использовали порошки мелких (30÷50 мкм), средних (50÷100 мкм) и крупных (>100 мкм) фракций соответственно с плотностями ρ = 1,29; 1,37 и 1,42 г/см^3 и жидкое стекло. Исследовали зависимости глубины пропитки порошковой намазки расплавом от плотности металла композиционного покрытия и температуры расплава чугуна при разных фракционных и химических составах порошков [3].

Испытание на коррозионную стойкость композиционного покрытия "порошок из низколегированного хромоникелевого белого чугуна — серый чугун", нанесенного на поверхность чугунной отливки, проводили по принятой методике в средах: морская вода; 3 %-й водный раствор едкого натра; 10 %-е растворы соляной, азотной и серой кислот. При температуре 20 °С в течение 110 ч испытывали по четыре образца размерами 40 × 10 × 8 мм, которые вырезали из композиционного покрытия толщиной 10 мм и середины стенок (40 мм) опытных чугунных отливок. Перед испытанием образцы шлифовали, обезжиривали, промывали в спирте и взвешивали, а после испытаний их очищали от продуктов коррозии, промывали в спирте и снова взвешивали (табл. 1).

По сравнению с чугунной отливкой того же состава, но без намазки повышение коррозионной стойкости композиционного покрытия "низколегированный хромоникелевый белый чугун — серый чугун" составило: 6,78 раза — в водном растворе едкого натра; 5,75 раза — в морской воде; 4,25; 2,16 и 4,79 раза — соответственно в 10 %-х растворах соляной, азотной и серной кислот.



Изменение коррозионной стойкости *C* композиционного покрытия "низколегированный хромоникелевый белый чугун — серый чугун" в зависимости от температуры *T* расплава при испытаниях в разных средах:

1 — 3 %-й раствор HCl; *2* — морская вода; *3*, *4* и *5* — 10 %-е растворы кислот соответственно HCl, HNO_3 и H_2SO_4; *T* = 1380 °С (□) и 1440 °С (▧)

На рисунке приведены усредненные результаты испытаний коррозионной стойкости *C* композиционных покрытий для пяти образцов отливок, полученных пропиткой порошковой намазки при заливке чугуна с температурами 1380 и 1440 °С. Лучшую коррозионную стойкость имеют образцы, пропитанные жидким чугуном при температуре 1380 °С.

Композиционное покрытие, пропитанное расплавом при температуре 1440 °С, по коррозионной стойкости занимает промежуточное положение между серым чугуном основы отливки и покрытием, полученным при заливке чугуна с температурой 1380 °С. Это, связано, по-видимому, с частичной графитизацией композиционного покрытия и порошка намазки и формированием структуры половинчатого чугуна [4].

Исследовали также коррозионную стойкость отливок с композиционным покрытием "БрО10С1,5Ц0,5 — серый чугун", сформировавшимся в литейной форме при заливке расплава серого чугуна. Из композиционных покрытий толщиной 5, 10 и 15 мм изготовили стандартные образцы, испытательной средой для которых служила вода (слабый электролит) при температуре 18÷20 °С. Исследования проводили при полном погружении образцов в воду на 70÷75 суток.

Коррозионную стойкость покрытия оценивали по средней скорости коррозии — изменению массы единицы площади поверхности в единицу времени. Порошок оловянной бронзы для покрытия отливок чугунных деталей арматур выбрали, исходя из того, что этот сплав имеет высокую коррозионную стойкость в серной и других органических кислотах, разбавленной соляной кислоте, морской воде и в атмосферных условиях [5].

Установлено, что на коррозионную стойкость композиционного покрытия "БрО10С1,5Ц0,5 — серый чугун" влияет его толщина. При толщине покрытия меньше 10 мм происходит сквозная пропитка слоя намазки и в структуре периферийной зоны покрытия наблюдается цементитная фаза, возникающая из-за разности потенциалов в системе "цементит (анод) — бронза (катод)", что усиливает коррозию на аноде и уменьшает на катоде. На опытных образцах композиционного покрытия корродирует цементитная фаза, а через 15 суток появляются первые признаки коррозионного разрушения. Поверхность образцов покрывается бурым налетом пористых продуктов коррозии. На образцах композиционного покрытия толщиной 5 мм наблюдали более сильную коррозию цементитной фазы. В водопроводной воде скорость коррозии увеличивают ионы Cl: через 15 дней в месте контакта с цементитной фазой появляются камнеобразные выделения голубого и голубовато-зеленого цвета сначала размерами 30÷50 мкм, которые через 25 дней увеличиваются до 2 мм.

Скорость коррозии композиционного покрытия "БрО10С1,5Ц0,5 — серый чугун" можно снизить увеличением толщины намазки, что способствует повышению гомогенности структуры покрытия: при увеличении толщины до 3, 5 и 10 мм средняя скорость коррозии покрытия в морской воде составила соответственно 0,049, 0,0108 и 0,0003 г/(м^2 · ч).

Из композиционных покрытий "ХН80С2Р2 — серый чугун" толщиной 3, 5 и 10 мм наибольшую

Таблица 1

Коррозионная стойкость поверхности отливки без композиционного покрытия и с покрытием (температура пропитки 1380 °С)

Коррозионная среда	Температура, °С	Коррозионная стойкость *C*, г/(м^2 · ч)		Повышение коррозионной стойкости, раз
		чугуна (основа отливки)	покрытия	
3 %-й водный раствор NaOH	20	4,82	0,71	6,78
Морская вода	20÷30	0,23	0,04	5,75
10 %-й раствор HCl	20	25,47	5,98	4,25
10 %-й раствор HNO_3	20	63,18	29,12	2,16
10 %-й раствор H_2SO_4	20	29,25	6,10	4,79

Таблица 2

Изменение коррозионной стойкости *C*, г/(м^2·ч), чугунной отливки в зависимости от толщины покрытия "ХН80С2Р2 – СЧ20"

Материал	Толщина покрытия, мм					
	1,0	3,0	5,0	10,0	15	20
СЧ20/40	48,400/82,263	106,600/199,141	122,300/225,465	98,100/310,442	72,850/277,373	43,050/301,106
ХН80С2Р2/3 – СЧ20	0,031/2,099	0,104/2,644	0,172/2,956	0,217/3,256	0,111/3,484	0,084/3,678
ХН80С2Р2/5 – СЧ20	0,001/1,808	0,025/2,038	0,033/2,077	0,093/2,196	0,006/2,223	0,005/2,424
ХН80С2Р2/10 – СЧ20	0,007/1,970	0,032/2,365	0,083/2,572	0,106/2,812	0,002/2,971	0,008/2,910
Чугун нирезист	0,001/3,717	0,003/4,892	0,470/4,776	1,831/4,611	1,455/4,705	1,481/4,601

Примечание. В числителе приведены данные испытаний в 10 %-й H_2SO_4 при 20 °С, в знаменателе – в 10 %-й HCl при 80 °С.

коррозионную стойкость в разбавленных серной и соляной кислотах имеют покрытия толщиной 5 и 10 мм. В водных растворах серной кислоты с концентрацией 15 и 20 % скорость коррозии покрытия по сравнению с базовым чугуном отливки уменьшается в среднем в 15 раз, а в водных растворах соляной кислоты тех же концентраций — в среднем в 41,1 раза.

При толщине композиционного покрытия "ХН80С2Р2 — серый чугун" 5 и 10 мм коррозионное разрушение распространяется равномерно с поверхности в глубь образца. В композиционном покрытии толщиной 5 мм коррозия локализуется на участках поверхности в местах контакта с тонкой ледебуритно-цементитной фазой чугуна и спекшейся массой порошкового композита сплава ХН80С2Р2 в виде отдельных точек или пятен. Так как коррозионное разрушение всегда начинается с поверхности, то нет необходимости увеличивать толщину композиционного покрытия. Испытания на коррозионную стойкость проводили при нормальной температуре в открытых стаканах по общепринятой методике [5] при времени испытания от 5 до 100 ч. Коррозионную стойкость оценивали по потере массы единицы исходной площади поверхности образцов.

Известно [6], что железоуглеродистые сплавы неустойчивы в водных растворах соляной и серной кислот; исключение составляют высококремнистые чугуны и хромоникелевые стали, которые в связи с высокой твердостью, хрупкостью и чувствительностью к колебаниям температуры имеют очень ограниченное применение.

Сравнительные данные по коррозионной стойкости композиционного покрытия "ХН80С2Р2 — СЧ" разной толщины в растворах H_2SO_4 и HCl приведены в табл. 2. Наибольшую коррозионную стойкость имеют покрытия толщиной 5 и 10 мм.

Таким образом, испытания на коррозионную стойкость композиционного покрытия "ХН80С2Р2 — серый чугун" показали, что экономически выгоднее получать отливки с меньшей толщиной покрытия (~5 мм), что позволит уменьшить расход дефицитного порошка ХН80С2Р2 на изделие.

Установлено повышение коррозионной стойкости покрытия "низколегированный хромоникелевый белый чугун — СЧ" в 10 %-м растворе HCl в 4,25 раза, покрытия "БрО10С1,5Ц0,5 — СЧ" в морской воде — в 4,7 раза и покрытия "ХН80С2Р2 — СЧ" в 10 %-м растворе H_2SO_4 — в 43 раза по сравнению с отливкой из серого чугуна.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бухтоярова В. Н.** Обзор способов совместного напыления и упрочнения покрытий. Воронеж: Воронежская государственная лесотехническая академия, 2001. 9 с.
2. **Расулов Ф. Р.** Повышение свойства материала поверхностного слоя отливок чугунных изделий. Баку: Механика-машиностроение, 2005. С. 41, 42.
3. **Расулов Ф. Р.** Влияния технологических факторов на пропитываемость порошковой намазки // Ученые записки АзТУ. 2010. № 1. Т. 9 (3). С. 70—75.
4. **Новрузов Г. Д., Расулов Ф. Р.** Исследование влияния пропитки жидким чугуном намазки на основе порошка из низколегированного белого чугуна на структурообразование в композиционном покрытии // НТК аспирантов и молодых ученых. Баку: АзТУ, 2003. С. 195—200.
5. **Романов В. В.** Методы исследования коррозии металлов. М.: Металлургия, 1965. 332 с.
6. **Справочник** по машиностроительным материалам. Т. I. М.: Машгиз, 1959. 454 с.

УДК 621.88.001.24

А. М. РУБИН, канд. техн. наук (г. Москва), e-mail: bone-1@mail.ru

Расчетная модель контактной задачи для систем крепежных соединений и соединяемых деталей

Рассматриваются крепежные системы — болтовые, заклепочные и др., при действии нафузок в плоскости соединяемых деталей.

Ключевые слова: крепежное соединение, деталь, нагрузка, расчет.

The fastened systems are considered — bolted, riveted etc. at the action of loads in plane of the joint parts.

Keyword: fastened joint, part, load, analysis.

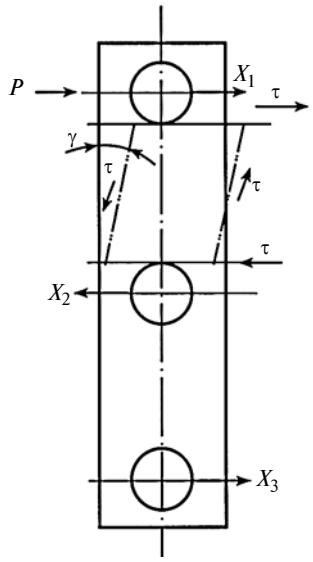
Расчетная модель контактной задачи для узкой полосы и системы крепежных соединений при действии растягивающих и сжимающих усилий рассмотрена в работе [1]. В данной статье рассматривается аналогичная расчетная модель стержневой конструкции при действии сдвигающих усилий в упругой стадии поведения материалов.

На практике в авиационных и машиностроительных конструкциях крепежные детали устанавливают с посадкой с высокими натягами, способствующими значительным пластическим деформациям в отверстиях соединяемых элементов [2—4]. Благоприятное действие натяга сохраняется до некоторой предельной нагрузки, при которой возникает проскальзывание и зазоры между крепежными и соединяемыми деталями, затем жесткость соединения резко уменьшается.

Созданием начальных напряжений достигается более равномерное нагружение конструкции, при этом в общем случае напряженно-деформированное состояние (НДС) всей конструкции не устанавливается.

Отметим, что принцип предварительной напряженности применяется при расчетах резьбовых соединений и подшипников качения для выравнивания контактных усилий соответственно между витками резьбы и телами качения [5, 6].

Расчетная модель контактной задачи стержневого типа на более ранней стадии — изучение упругости конструкции, способствует анализу НДС всей системы в целях более равномерного распределения контактных напряжений и обеспечения более низких предварительных напряжений. Дальнейшее развитие модели систем крепежных соединений рассмотрим для решения задачи некоторого множества контактирующих тел с учетом реальной геометрии на основании итерационного поиска зон контакта и отрыва поверхностей взаимодействия.



Рассмотрим контактную задачу для узкой полосы и группы крепежных соединений при воздействии ортогонально ориентированной к продольной оси сдвигающей силы P (рисунок) в системе условных нагрузок и физических (расчетных) параметров конструкции.

Разобьем пластину по длине на ряд равномерных участков — прямоугольников, все стороны которых равны предположительно небольшому расстоянию l между осями соединений. Далее рассмотрим модель контактной задачи распределения нагрузки P по осям соединений в дискретной постановке без учета локальных зон возмущения в окрестностях соединений.

При действии сдвигающих контактных сил X_i и X_{i+1} на верхней и нижней гранях обозначенного прямоугольника возникают горизонтальные смещения.

Рассмотрим прямоугольный элемент, на гранях которого в предположении чистого сдвига возникают касательные напряжения [7], которые для всех точек пластины составляют:

$$\tau = X_i/\lambda\delta,$$

где δ — толщина пластины.

Напряжение τ связано с угловой деформацией γ соотношением $\tau = G\gamma$, где $G = E/2(1 + \mu)$ — модуль сдвига; E — модуль упругости; μ — коэффициент Пуассона.

В результате угловой деформации y возникает перекос пластины, а точки на противоположных гранях смещаются на равные и противоположные расстояния. На нижней грани прямоугольника направление контактных сил изменяется на противоположное относительно направления сил на верхней грани.

Единичные смещения на гранях прямоугольника под действием горизонтальных сил $X_i = 1$ обозначим d. Контактное взаимодействие стержня соединения и полосы сводится к единичной податливости w. Распределение контактных сил по поверхностям взаимодействия пластины и стержня в модели не рассматриваем. Действие распределенных контактных сил заменим сосредоточенной силой X_i в предположении, что такое распределение имеет местный характер и его зона мала по сравнению с размерами прямоугольника.

Система разрешающих уравнений для трех крепежных соединений имеет вид:

$$\begin{cases} wX_1 = X^{\delta 1}; \\ dX_1 - wX_2 = 0; \\ dX_2 - wX_3 = 0; \\ X_1 + X_2 + X_3 = P. \end{cases} \quad (1)$$

Первое уравнение системы (1) характеризует горизонтальное смещение условной заделки, установленной по оси первого (относительно силы P) соединения. Второе и третье уравнения устанавливают равенство горизонтального смещения нижней грани выделенного прямоугольника (равного горизонтальному смещению в противоположном направлении верхней грани прямоугольника) контактному смещению соответствующего соединения. Равенство всех сил в горизонтальном направлении устанавливает уравнение равновесия.

Таким образом, распределение контактных усилий в приведенной стержневой модели характеризуется лишь взаимоотношением единичных податливостей d и w. Например, при $d > w$ величины X_i уменьшаются от первого соединения к третьему, а при $d < w$ — возрастают.

Условия равенства контактных сил X_i устанавливаются на основании системы уравнений:

$$\begin{cases} wX_1 = h_1; \\ dX_1 - wX_2 = h_2; \\ dX_2 - wX_3 = h_3; \\ X_1 + X_2 + X_3 = P, \end{cases}$$

где h_i — посадки крепежных соединений с натягом или зазором.

Работа выполнена согласно методике [1], расширяет ее возможности и предполагает дальнейшее развитие расчетов и экспериментальных исследований систем крепежных соединений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Рубин А. М.** Расчетная модель контактной задачи для узкой полосы и системы крепежных соединений // Вестник машиностроения. 2014. № 10. С. 14, 15.
2. **Ушаков Б. Н., Дунаев В. В.** Прочность предварительно-напряженных крепежных соединений летательных аппаратов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2009. № 2. С. 40—45.
3. **Дашиpабданов В. Д., Ушаков Б. Н.** Определение напряжений и предельных нагрузок крепежных соединений с натягом методом конечных элементов // Изв. вузов. Машиностроение. 1986. № 6. С. 3—7.
4. **Шишкин С. С.** К расчету контактной нагрузки в заклепочных соединениях // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2010. № 1. С. 53—57.
5. **Рубин А. М.** Оценка параметров резьбового соединения при равномерном распределении нагрузки по виткам резьбы // Вестник машиностроения. 2013. № 6. С. 32—34.
6. **Рубин А. М.** Расчетная модель радиальных подшипников при регулировании нагрузки между телами качения // Вестник машиностроения. 2014. № 2. С. 49, 50.
7. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1974. 560 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 621.9.06-52.004.4

А. В. ЩЁКИН, С. П. СУЛЬДИН, канд. техн. наук,
Э. В. МИТИН, канд. техн. наук (Мордовский ГУ им. Н. П. Огарева, г. Саранск), e-mail: rimstanok@yandex.ru

Управляющие программы для токарных станков с ЧПУ на основе системы КОМПАС–3D

Рассмотрены основные вопросы автоматизации разработки управляющих программ для токарных станков с ЧПУ на основании системы КОМПАС-3D.

Ключевые слова: КОМПАС-ГРАФИК, КОМПАС-3D, станок с ЧПУ, управляющая программа, маршрутно-технологическая карта, многопроходная обработка, локальная система координат.

The principal problems of automation of control programs development for CNC turning machines basing on KOMPAS-3D system are considered.

Keywords: KOMPAS-GRAPHIC, KOMPAS-3D, CNC machine, control program, flow-process diagram, multiple-pass machining, local coordinate system.

Прикладная библиотека "Модуль ЧПУ. Токарная обработка" [1] предназначена для автоматизации разработки управляющих программ для токарных станков с ЧПУ. Библиотека работает с трехмерной моделью детали и использует интерфейс пользователя, полностью интегрированный в рабочую среду КОМПАС-3D (рис. 1).

Основные функциональные возможности приложения:

построение контуров обработки визуальным выбором поверхностей или эскизов конструкторской модели детали;

автоматический расчет траекторий токарной обработки;

генерация управляющей программы в промежуточном коде на основе стандарта ISO;

конвертация программы в коды систем ЧПУ с помощью постпроцессоров;

визуализация обработки в окне системы КОМПАС с имитацией удаления материала и контролем процесса обработки.

Для работы с приложением необходимо сформировать последовательность обработки детали на токарном станке с ЧПУ, так называемый "План обработки", в котором отдельный технологический переход, например, точение по контуру, сверление, нарезание резьбы и т. д., называется обработкой.

Все данные (стратегия, режимы резания, инструмент), описывающие план обработки и параметры отдельных обработок, сохраняются непосредственно в файле трехмерной модели детали.

План обработки начинают строить с выбора постпроцессора системы ЧПУ и задания локальной системы координат (ЛСК), определяющей положение нулевой точки и направление осей Z и X. Пользователь должен предварительно создать ЛСК с помощью команды системы КОМПАС так, чтобы ось Z совпадала с направлением токарной оси детали.

Следующий этап — задание контура заготовки, выбор режущих инструментов, приспособлений, определение координат исходной точки и зоны безопасности. При выборе режущих инструментов формируется "Таблица инструментов" — аналог револьверной головки станка. Режущие инструменты, используемые в составе библиотеки, представляют собой параметрические модели, созданные в системе КОМПАС [2].

После задания ЛСК ЧПУ и определения контура заготовки приступают к созданию технологических обработок. В модуле ЧПУ предусмотрены следующие виды обработок: многопроходная; контур; канавка; сверление; нарезание резьбы резцом; нарезание резьбы плашкой/метчиком; отрезка.

"Многопроходная обработка" предназначена для удаления значительных объемов материала при выполнении многопроходного наружного обтачивания, внутреннего растачивания за несколько проходов, многопроходного подрезания, многопроходного точения канавки. Припуск

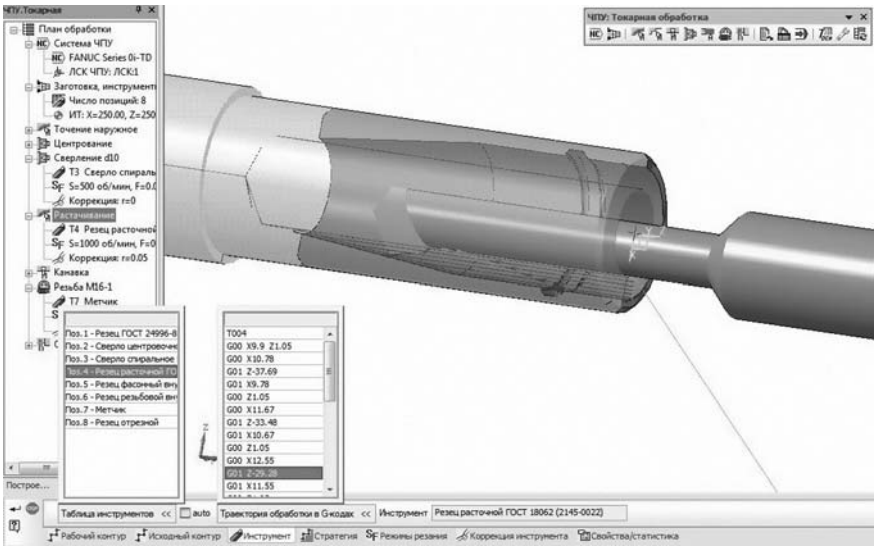


Рис. 1. Интерфейс библиотеки "Модуль ЧПУ. Токарная обработка"

удаляется выполнением параллельных проходов инструмента с продольной или поперечной подачей либо движений, эквидистантных к контуру обработки, с профильной подачей.

Обработка "Контур" предназначена для точения по контуру за один рабочий проход резца, а также для прорезания канавки или однопроходного подрезания торца.

Обработка "Канавка" позволяет протачивать простые канавки за одно рабочее движение резца, а также прорезать канавку сложного профиля фасонным резецом.

Обработку "Сверление" используют для получения отверстий с движением инструмента вдоль оси детали. Применяют любые осевые инструменты для обработки отверстий. Данную обработку используют также для центрования.

Обработка "Нарезание резьбы резцом" предназначена для выполнения цилиндрических, конических и торцевых резьб за один или несколько проходов резца и винтовых поверхностей токарным резцом.

Обработка "Нарезание резьбы плашкой/метчиком" предназначена для образования внутренних или наружных резьб при осевом движении инструмента.

При создании плана даже хотя бы одной обработки можно сгенерировать управляющую программу ЧПУ и визуализировать ее исполнение. Программа генерируется в кодах промежуточного языка ЧПУ на базе стандарта ISO и одновременно переводится на язык системы ЧПУ с помощью постпроцессора (рис. 2). Автоматически созданные траектории полностью ассоциативны с конструкторской моделью детали. Ассоциативность в САМ-приложении означает, что любые изменения, внесенные конструктором в деталь, автоматически приводят к динамическому изменению кода управляющей программы для станка с ЧПУ [3].

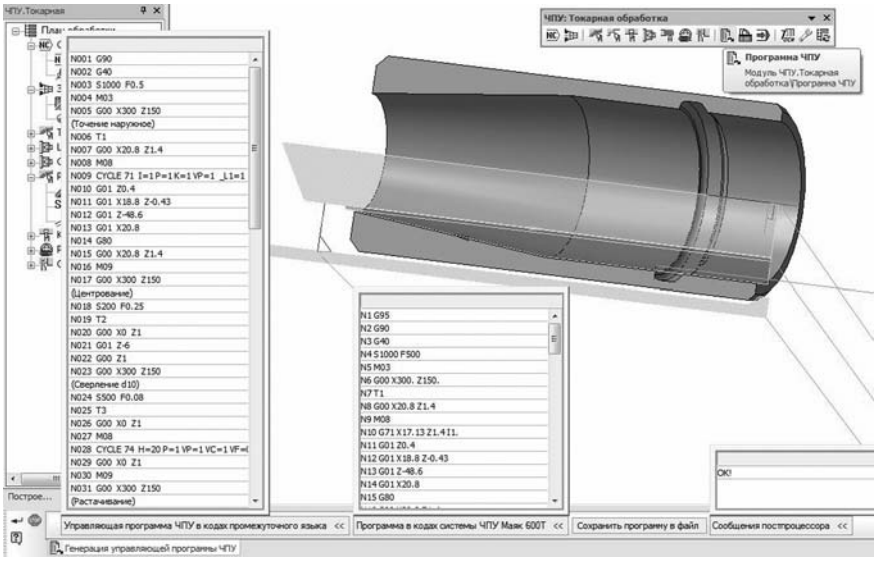


Рис. 2. Генерация управляющей программы

В базовый пакет библиотеки входят шесть постпроцессоров для следующих стоек управления: Маяк 600Т; НЦ-31; БалтСистем; FANUC Series MODEL D; SINUMERIK 802D; FAGOR CNC 8035T. Постпроцессор представляет собой скрипт с открытым кодом на языке Python, который позволяет пользователям редактировать готовые постпроцессоры с целью их адаптации под свои стойки управления или разрабатывать собственные постпроцессоры [4].

Библиотека позволяет включать в управляющую программу циклы конкретных стоек управления, что значительно сокращает размер программы. Для примера рассмотрим обработку детали "Гильза", для которой выбрали систему ЧПУ МАЯК 600Т с токарными, сверлильными и резьбонарезными циклами. Кадры программы обработки приведены ниже.

Наружное обтачивание с использованием цикла G71

1) G95; 2) G90; 3) G40; 4) S1000 F500; 5) M03; 6) G00 X300. Z150; 7) T1; 8) G00 X20.8 Z1.4; 9) M08; 10) G71 X17.13 Z1.4 I1; 11) G01 Z0.4; 12) G01 X18.8 Z-0.43; 13) G01 Z-48.6; 14) G01 X20.8; 15) G80; 16) G00 X20.8 Z1.4; 17) M09; 18) G00 X300. Z150.

Центрование торца

19) S200 F250; 20) T2; 21) G00 X0. Z1; 22) G01 Z-6; 23) G00 Z1; 24) G00 X300. Z150.

Сверление отверстия диаметром 10 мм с использованием цикла G74

25) S500 F80; 26) T3; 27) G00 X0. Z1; 28) M08; 29) G74 Z-48.00 R2.0 VL1. H20. P1 VP1 VC0 VF0.75; 30) G00 X0. Z1; 31) M09; 32) G00 X300. Z150.

Растачивание с использованием цикла G72

33) S1000 F150; 34) T4; 35) G00 X9.9 Z1.05; 36) G72 X10.60 Z-40.94 I1. B0.25 VP1 C60 K0.0; 37) G00 X9.9 Z1.05; 38) G00 X10.60; 39) G72 X14.82 Z-40.94 I1. B0.25 VP1 C60 K20.06; 40) G00 X10.60 Z1.05; 41) G00 X9.9; 42) G00 X300. Z150.

Точение фасонной канавки

43) F25; 44) T5; 45) G00 X13.92 Z150; 46) G00 X13.92 Z-10; 47) G01 X16.5; 48) G00 X13.92; 49) G00 Z150; 50) G00 X300.

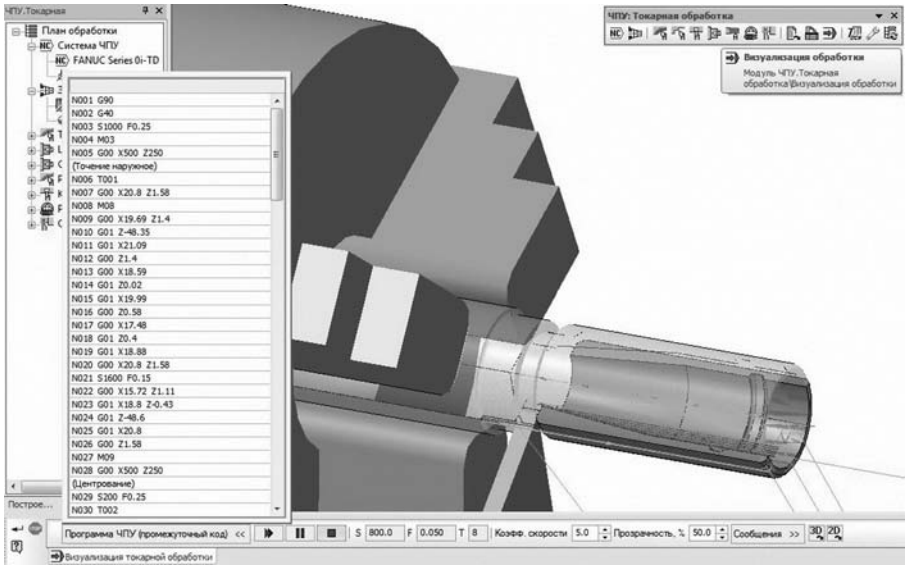
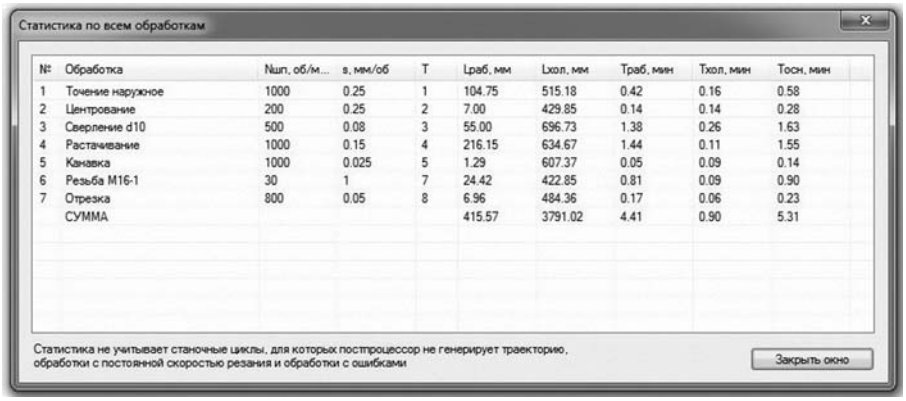


Рис. 3. Визуализация работы управляющей программы в окне КОМПАС-3D



Статистика по всем обработкам

№	Обработка	Nшп, об/м...	s, мм/об	T	Lраб, мм	Lхол, мм	Траб, мин	Тхол, мин	Тосн, мин
1	Точение наружное	1000	0.25	1	104.75	515.18	0.42	0.16	0.58
2	Центрование	200	0.25	2	7.00	429.85	0.14	0.14	0.28
3	Сверление d10	500	0.08	3	55.00	696.73	1.38	0.26	1.63
4	Растачивание	1000	0.15	4	216.15	634.67	1.44	0.11	1.55
5	Канавка	1000	0.025	5	1.29	607.37	0.05	0.09	0.14
6	Резьба М16-1	30	1	7	24.42	422.85	0.81	0.09	0.90
7	Отрезка	800	0.05	8	6.96	484.36	0.17	0.06	0.23
	СУММА				415.57	3791.02	4.41	0.90	5.31

Статистика не учитывает станочные циклы, для которых постпроцессор не генерирует траекторию, обработки с постоянной скоростью резания и обработки с ошибками

Закрыть окно

Рис. 4. Статистика обработки

Нарезание резьбы метчиком с использованием цикла G133

51) S30 F1000; 52) T7; 53) G00 X0. Z1; 54) G133 Z-11.21 K1; 55) M03; 56) G00 X300. Z150.

Отрезка с предварительным точением фаски левого торца

57) S800 F50; 58) T8; 59) M03; 60) G00 X19. Z-43; 61) M08; 62) G01 X16; 63) G00 X19; 64) G00 X18.71 Z-41.65; 65) G01 X16. Z-43; 66) G00 X17; 67) G01 X12.90; 68) F25; 69) G01 X9.90; 70) G00 X17; 71) M09; 72) G00 X300. Z150; 73) M05; 74) M30.

Для имитации обработки служит команда библиотеки "Визуализация" (рис. 3). В процессе визуализации можно проверить:

корректность программы в целом (правильность назначения инструментов, приспособлений, проконтролировать движения инструмента);

столкновение инструмента с приспособлениями;

врезание инструмента в заготовку на ускоренной подаче.

Визуализация обработки обеспечивает реалистичную имитацию снятия материала с заготовки. С помощью панели свойств можно управлять обработкой по принципу плеера: запускать обработку с произвольного кадра программы, делать паузу, регулировать скорость имитации. Можно прокручивать процесс обработки по кадрам, выбирая произвольный кадр в списке "Программа ЧПУ...". При этом патрон показывается в состоянии вращения, если выбранному кадру предшествовала функция M03 или M04. Библиотека позволяет создать 3D-модель — результат обработки, по которому можно контролировать качество обработки, наличие "зарезаний" и остаточного материала.

Еще одной возможностью библиотеки является расчет длин рабочих и холостых перемещений инструмента, а также времени обработки (рис. 4). Алгоритмы, связанные с проектированием технологической документации в системе КОМПАС, даны в работе [5].

Данное приложение можно использовать как в реальном производстве, так и в учебном процессе при подготовке инженеров-технологов и операторов станков с ЧПУ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Свидетельство** 2013611436 на регистрацию программы для ЭВМ "Модуль ЧПУ. Токарная обработка".
2. **Щёкин А. В., Митин Э. В.** Использование параметрических моделей режущих инструментов и станочных приспособлений при моделировании обработки на станках с ЧПУ // Автоматизация. Современные технологии. 2013. № 11. С. 9—15.
3. **Щёкин А. В., Сульдин С. П.** Ассоциативность траекторий в САМ-приложении "Модуль ЧПУ. Токарная обработка" // Мехатроника, автоматизация, управление. 2015. Т. 16. № 8. С. 570—575.
4. **Щёкин А. В., Сульдин С. П., Митин Э. В.** Постпроцессор системы ЧПУ "МАЯК 600Т" для САМ-приложения "Модуль ЧПУ. Токарная обработка" // Вестник Мордовского университета. 2014. № 1—2. С. 161—164.
5. **Сульдин С. П., Митин Э. В., Щёкин А. В.** Автоматизация проектирования технологической документации с использованием системы КОМПАС // Вестник машиностроения. 2013. № 7. С. 80—83.

Указатель статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за 2016 г.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Азаров А. Д., Журавлев Г. А. — Влияние кривизны контактирующих цилиндров на максимальные касательные напряжения в глубине области их контакта № 10.

Александров И. К. — Способ экспериментально-теоретического определения собственных сил демпфирования в упругом элементе механической системы № 9.

Алексеев А. Е., Алабышев А. П. — Контроль методом акустической тензометрии от плоскостности круглых пил при несимметричном изгибе № 3.

Алякринский О. Н., Болховитинов Д. Ю., Логачев П. В., Медведев А. М., Семенов Ю. И., Старостенко А. А. — Тепловые режимы аддитивного изготовления деталей из разных металлов в вакууме № 2.

Ан И-Кан. — Распределение усилий между звеньями планетарного механизма типа $k—h—v$ № 5.

Антипов В. В., Серебренникова Н. Ю., Сенаторова О. Г., Морозова Л. В., Лукина Н. Ф., Нефедова Ю. Н. — Гибридные слоистые материалы с небольшой скоростью развития усталостной трещины № 12.

Афонин С. М. — Преобразование параметрических структурных схем пьезодвигателей нано- и микроперемещений при продольном пьезоэффекте № 3. Преобразование параметрических структурных схем пьезодвигателей нано- и микроперемещений при поперечном пьезоэффекте № 8. Абсолютная устойчивость систем управления деформацией электромагнитоупругих актюаторов нано- и микроперемещений № 10.

Базров Б. М., Умаров Г. Ш. — Исследование влияния несовпадения технологических и конструкторских баз на точность координирующих размеров поверхностей детали № 9.

Бердник А. Н. — Оптимизация систем выпуска двигателя 8ЧН 18/22 № 6.

Благонравов А. А., Юркевич А. А., Юркевич А. В. — Автоматическое регулирование механической бесступенчатой передачи с внутренней силовой функцией № 12.

Болнокин В. Е., Ивашов Е. Н., Корпачев М. Ю., Федотов К. Д. — Алгоритм оценки дискретных параметров технически систем № 2.

Борозенец Л. М. — Конструктивно-геотехнологический принцип реализации взрывофугасного грунтовытеснения скважин № 8.

Бровман М. Я. — Определение деформаций при упругопластическом изгибе заготовок № 9.

Воронин Н. А. — Определение модуля упругости покрытия по ветви кривой нагружения при инструментальном индентировании № 11.

Галкин М. Г., Смагин А. С. — Особенности расчета технологических размерных цепей вероятностным методом № 4.

Гончаров А. А., Гончаров Ан. А. — Самоторможение клиновых механизмов свободного хода № 2.

Гордеев Б. А., Леонтьева А. В. — Устойчивая синхронизация систем из двух и трех двигателей, установленных на общем основании № 7.

Гордеев Б. А., Леонтьева А. В., Плехов А. С., Гордеев А. Б. — Демпфирование ударных нагрузок интегральными гидроопорами № 5.

Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Злобин П. А. — Демпфирующие характеристики тросовых виброизоляторов и гидроопор № 11.

Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Шохин А. Е. — Концепция построения испытательного стенда магнитореологических демпферов ударных нагрузок № 12.

Гребеньков Д. В. — Исследование влияния параметров износа на КПД инерционного гидродифференциального трансформатора вращающего момента № 4.

Гришин Ю. А., Дорожинский Р. К., Зенкин В. А. — Численное моделирование турбулентного течения через клапаны поршневых двигателей № 1.

Гуреев В. М., Салахов Р. Р., Ямалов Д. Р., Макаров А. Н., Салахов И. Р. — Разработка конструкции и исследование характеристик когенерационной установки на базе газопоршневого двигателя КамАЗ № 7.

Гусев В. Г., Морозов А. В., Швагирев П. С. — Формование дискретных абразивных сегментов для плоского торцевого шлифования № 1.

Джагангиров А. А. — Предельная нагрузка кольцевой трехслойной армированной композитной пластинки, свободно опертой по контурам. Сосредоточенное нагружение № 11.

Дмитриев С. Ф., Катасонов А. О., Маликов В. Н., Сагалаков А. М. — Вихретоковая измерительная система для исследования дефектов сплавов и сварных швов № 5.

Дорохов А. Ф., Дорохов П. А., Абачараев М. М. — Повышение технического уровня судовых дизелей малой мощности № 1.

Евсюков С. А., Небогов С. М., Пунин В. И., Федотов И. Л. — Теоретические исследования поверхностно-пластической деформации резьбы при воздействии ультразвуковых колебаний № 5.

Елисеев В. В., Бахрами М. Р. — Оценка прочности подвеса робота-инспектора на проводе ЛЭП № 6.

Елисеев В. В., Пискунов В. А. — Расчет лопаток из композиционного материала для газотурбинного двигателя № 7.

Ермолаев М. М. — Расчет клеммовых соединений с учетом податливости контактного слоя № 2.

Журавлёв Г. А., Жданов А. В., Новиков Р. В., Филимонов В. Н. — Физическая модель контакта упругих тел с краевым касанием № 9.

Зверев И. А., Маслов А. Р. — Тепловая модель шпиндельных узлов на опорах качения № 12.

Зубков Е. В., Хайруллин А. Х. — Определение с помощью искусственной нейронной сети параметров имитационной модели режимов работы дизелей при нестационарных нагрузках № 1.

Зуев А. С. — Изготовление оправок методом намотки для изделий из композиционных материалов № 4.

Иванов А. С., Куц М. С. — Гипоидная передача — частный случай гиперболоидальной передачи № 8.

Иванов А. С., Муркин С. В. — Расчет резьбовых соединений приводов № 5. Затяжка винтов динамически нагруженных резьбовых соединений № 7.

Ивахненко А. Г., Куц В. В., Ивахненко Е. О. — Структурно-параметрический синтез металлорежущих систем с гибридной компоновкой № 5.

Ивашов Е. Н., Львов Б. Г., Яговцев В. О. — Локальные алгоритмы вычисления для зондовых методов исследования поверхности и статистического моделирования стохастических задач № 9. Локальные алгоритмы для зондовых методов исследования поверхности и статистического моделирования стохастических задач № 11.

Исмагилов Ф. Р., Хайруллин И. Х., Вавилов В. Е., Минияров А. Х., Тарасов Н. Г. — Влияние реакции якоря на характеристики электромеханических преобразователей энергии с высокоэрцитивными постоянными магнитами № 1.

Канделя М. В., Земляк В. Л. — Совершенствование конструкции гусеничных цепей № 10.

Карелин И. Н. — Новая схема осесимметричного регулирующего клапана для нефтегазового оборудования № 7.

Карпухин К. Е., Шорин А. А., Теренченко А. С., Умницын А. А., Кондрашов В. Н. — Исследование эффективности аккумуляторных систем гибридных автомобилей и электромобилей в условиях отрицательных температур № 8.

Кенгерли А. М., Мамедов Ф. Г. — Новый подход к структурному синтезу пространственных механизмов № 2.

Клебанов Я. М., Чалкин А. С. — Оценка нижней границы предела приспособляемости тонкостенных конструкций из материала СИАЛ методом конечных элементов № 5.

Климов В. С., Климов А. С., Кудинов А. К. — Диагностика контактной точечной сварки с использованием нейронной сети Хемминга. Часть 1. Измерение сварочного сопротивления № 10. Часть 2. Моделирование нейронной сети № 11.

Кобзев А. А., Егоров И. Н., Потанин Ю. С. — Мехатронная система коммутации и автоюстировки оптического излучения на базе механизма с параллельной кинематикой № 12.

Кожевников В. Ф., Фирсанов В. В. — Концентрация напряжений на кромке круглого отверстия с односторонним кольцевым подкреплением № 4.

Кондаков С. В., Павловская О. О. — Исследование разгона энергоэффективной быстроходной гусеничной машины с интеллектуальной электрической трансмиссией № 12.

Копылов Ю. Р. — Свойства электрогальваномеханических стальных толстослойных покрытий № 4.

Короткин В. И. — Сравнительный анализ напряженности зубьев и нагрузочной способности цилиндрических зубчатых передач Новикова и эвольвентных передач № 9.

Коротков В. А. — Влияние термической обработки на износостойкость сталей 45 и 45Х № 8.

Косарев О. И. — Минимизация возбуждения вибраций в зубчатом зацеплении прямозубой цилиндрической передачи № 10.

Косенок Б. Б., Балякин В. Б., Жильцов И. Н. — Синтез и исследование динамических характеристик перспективного кривошипно-шатунного механизма ДВС № 10.

Кошелев А. В. — Эффективность вибрационной измельчительной машины с параметрическим возбуждением № 5.

Кремлева Л. В., Малыгин В. И., Лобанов Н. В. — Определение оптимальной технологической базы длинномерных заготовок тел вращения № 9.

Кузнецов А. П. — Эволюция методов оценки точности металлорежущих станков и тенденции ее изменения. Часть 1. Эволюция понятия точность и ее физическая модель № 12.

Кузнецов Н. К. — Разработка и исследование самонастраивающегося гидравлического демпфера и пневматического робота № 3.

Кузнецова В. Б., Сергеев А. И., Сердюк А. И. — Основные принципы информационного сопровождения изделий машиностроения № 8.

Кульга К. С., Виноградов П. В., Гаитова А. А. — Повышение эффективности проектирования компоновок многоцелевых станков с ЧПУ на основе CAD/CAE-систем № 7.

Лазуткин Г. В., Давыдов Д. П., Волкова Т. В. — Выбор рациональных параметров втулочных элементов из металлорезины при прессовании № 7.

Лисин А. Н., Набоков И. И. — Оценка функции распределения прочности материала с использованием статистической теории № 1.

Локощенко А. М. — Определение оптимальной программы осадки цилиндров с учетом трения № 9.

Маленков М. И., Волов В. А., Лазарев Е. А. — Методы и результаты анализа качества ходовой части планетоходов № 7.

Малыгин Е. Н., Карпушкин С. В., Глебов А. О., Карпов С. В. — Тепловой расчет плит гидравлических прессов с омическими нагревателями № 6.

Мамаев И. М., Морозов В. В., Федотов О. В., Филимонов В. Н. — Гармонический анализ кинематической погрешности планетарной роликовинтовой передачи № 4.

Мамити Г. И. — Расчет мощности двигателя автомобиля на основании нового уравнения движения № 2.

Мамити Г. И., Плиев С. Х., Васильев В. Г. — Оптимальное распределение масс по осям двухосной колесной машины № 1.

Манжула К. П., Шлепетинский А. Ю. — Концентрация напряжений и деформаций в непроварах сварных соединений № 6.

Мартынов В. К. — К учету действия центробежных сил в ременных передачах № 12.

Матлин М. М., Казанкина Е. Н., Казанкин В. А. — Определение контактной жесткости деталей с близкой твердостью № 1.

Матлин М. М., Лебский С. Л., Казанкина Е. Н., Казанкин В. А., Манукян Д. С. — Экспресс-контроль прочности резьбовых деталей № 3.

Махалов М. С., Блюменштейн В. Ю. — Неразрушающий контроль остаточных напряжений магнитными методами в условиях простого нагружения № 4.

Мельников А. С., Тамаркин М. А., Прокопец Г. А., Тищенко Э. Э. — Технологическое обеспечение требуемой точности размеров расположения поверхностей детали № 11.

Морозов В. В., Жданов А. В., Костерин А. Б. — Синтез роликовинтовых механизмов по заданным критериям № 6.

Морозов В. В., Панюхин В. И., Жданов А. В. — Повышение нагрузочной способности и жесткости роликовинтовых механизмов изменением профилей сопряженных винтовых поверхностей № 2.

Наджафов А. М., Абдуллаев А. И., Ахмедов Б. Б. — Новый механический привод штанговых насосов для добычи нефти № 9.

Нахатакян Ф. Г. — Контактное взаимодействие в роликовых опорах качения с учетом геометрии сопряжения № 10.

Нижегородов А. И. — Создание и развитие концепции энерготехнологических агрегатов для обжига и термоактивации минерального сырья № 10. Энергосберегающие модульно-спусковые печи с рекуперацией энергии для обжига и термоактивации минерального сырья № 11. Новая концепция энерготехнологических агрегатов для обжига минерального сырья с вибрационной подачей материала № 12.

Носко А. Л, Сафронов Е. В., Потапов В. А. — Система паллетных модулей для складской интралогистики № 8.

Петровский А. Н., Воронков С. В. — Оптимизация геометрических параметров внецентроидного циклоидального зацепления № 4.

Петрухин А. В., Москвичева Н. П., Санинский В. А., Кочкин М. В. — Алгоритмы работы элементов автоматизированного подбора комплектующих деталей при сборке многоопорного подшипникового узла ДВС № 5.

Печенин В. А., Болотов М. А. — Погрешности базирования при координатных измерениях цилиндрических зубчатых колес № 5.

Пиралишвили Ш. А., Ванчиков В. Ц., Пиралишвили Г. Ш. — Термодинамические параметры в пристенных течениях воды в капиллярно-щелевых каналах № 10.

Полетаев В. А., Цветков Е. В. — Проектирование технологических процессов автоматизированной обработки лопаток турбин № 6.

Полуэктов Д. А., Ломакин В. О., Краева Е. В. — Численное моделирование кавитационных явлений в центробежном насосе № 2.

Пронин А. И., Мыльников В. В., Щелкунов Е. Б., Виноградов С. В. — Применение ортогонального центрального композиционного планирования экспериментов для оптимизации точения закаленной стали 40Х режущей керамикой № 8.

Рыбаулин А. Г., Сидоренко А. С. — Моделирование напряженного состояния и оценка долговечности точечного сварного соединения при случайной вибрации № 10.

Рызванович А. Я., Генералов В. А., Капралов В. В. — Вибрационная обработка с крутильными колебаниями шпинделя № 6.

Самсонович С. Л., Лалабеков В. И., Огольцов И. И., Рожнин Н. Б., Степанов В. С., Крылов Н. В., Борисов М. В., Красковский Н. В., Макарин М. А. — Перспективные методы уменьшения массогабаритных параметров приводных систем при проектировании № 8.

Санинский В. А., Горшенева М. П., Потехин Д. В., Силаев А. А. — Определение размера эталонного объекта с погрешностями базирования методом фотометрии с использованием плоскопараллельных концевых мер длины № 1.

Сарбаев В. И., Гармаш Ю. В., Блинникова Л. Г. — Рекуперативный амортизатор № 8.

Сметанников О. Ю., Шаяхметова Л. Р. — Расчет контактного взаимодействия в шлицевом эвольвентном соединении. Упрощение трехмерной контактной задачи № 2.

Солдатов А. Г. — Оценка методом ранжирования влияния отдельных факторов на ресурс насоса № 2.

Сыркин В. В., Трейер В. А. — Динамика гидравлического регулятора давления непрямого действия с эластичным элементом № 1.

Таймаров М. А., Садыков Р. А., Чайковский В. Г. — Измерение температур и падающих тепловых потоков в топке котла ТГ-104 Сургутской ГРЭС-1 № 2.

Тимофеев Г. А., Костиков Ю. В. — Расчет крутильной жесткости волновых зубчатых передач № 9.

Труханов В. М., Крыхтин Ю. И., Романовский А. С. — Разработка заготовок конуса синхронизатора с молибденовым газотермическим покрытием для трансмиссий транспортных машин № 11. Изготовление заготовок конусов с молибденовым газотермическим покрытием для синхронизаторов трансмиссий транспортных машин № 12.

Трушляков В. И., Куденцов В. Ю., Лесняк И. Ю., Рожаева К. А., Лаврук С. А., Дронь М. М., Жариков К. И. — Обеспечение достоверности физического моделирования процесса испарения модельной жидкости № 10.

Уварова Л. А., Салиева О. А., Девятерикова Е. А., Галахов Е. И. — Ситуация blow-up в оценках некоторых технологических рисков на примере модельной задачи нелинейного теплопереноса № 9.

Устарханов О. М., Муселемов Х. М., Акаев Н. К. — Экспериментальные исследования трехслойных балок № 7.

Уткин В. С. — Определение остаточной несущей способности и надежности несущих элементов технологических машин с использованием теории свидетельств Демпстера—Шефера № 6.

Филипенков А. Л. — Анализ геометрии и нагрузочной способности ЭЦ-зацепления № 6.

Фомин М. В. — Уравнение кривой деформирования металлов при малых упругопластических деформациях № 3.

Цвик Л. Б., Еремеев В. К., Храменок М. А. — Оценка концентрации напряжений в стыках осесимметричных оболочек сосудов давления № 4.

Цвик Л. Б., Зеньков Е. В., Еремеев В. К. — Расчетно-экспериментальное моделирование разрушения материала конструкций при двухосном растяжении № 3.

Цхай Э. Б. — Совокупный учет радиальной деформации гайки, шероховатости поверхности витков и опорного изгибающего момента при деформациях резьбовых соединений № 3.

Чудин В. Н. — Формообразование конических корпусов с внутренними ступенями № 7.

Шадрин С. С., Иванов А. М., Карпухин К. Е. — Использование данных бортовых мультиплексных сетей автотранспортных средств при дорожных испытаниях, разработке ИТС и автоматизации управления движением № 7.

Шарков О. В., Корягин С. И. — Расчетно-экспериментальный метод оценки надежности работы механизмов свободного хода в импульсном мотор-вариаторе № 10.

Шатилов А. А. — Исследование напряженно-деформированного состояния гофрированной втулки № 1.

Шермухамедов А. А., Салимджанов Р. Т., Тогаев А. А. — Обоснование показателей безотказности и долговечности проектируемой рамы прицепа № 5.

Шмелев А. В., Сидоренко Д. Н., Рубцов А. В. — Расчетно-экспериментальная оценка усталостной долговечности тонкостенных несущих конструкций с отверстием при кручении № 5.

Щерба В. Е., Болштянский А. П., Кайгородов С. Ю., Кузеева Д. А. — Исследование неравномерности теоретической подачи многоцилиндровых поршневых насосов № 1.

Щерба В. Е., Кузеева Д. А., Носов Е. Ю. — Математическое моделирование рабочих процессов поршневого насос-компрессора с газовым объемом на всасывании № 4.

Ягопольский А. Г., Кропотин Н. Ю. — Оптимизация конструкции люнета для обработки длинномерных ступенчатых валов № 2.

Яковлев С. Н. — Коэффициент динамического ужесточения конструкционных полиуретанов № 1.

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

Безносов А. В., Бокова Т. А., Махов К. А., Шумилков А. И., Албагачиев А. Ю., Дроздов Ю. Н. — Исследование влияния состояния пристенной зоны на параметры процесса трения в кольцевых зазорах при продольном перемещении оболочки поглощающего элемента относительно чехла системы управления и защиты реактора РУ БРЕСТ № 1.

Болотов А. Н., Новиков В. В., Новикова О. О. — Расчет ресурса магнитожидкостных узлов трения в газовой среде № 10.

Винокуров Г. Г., Пермяков П. П., Винокурова С. Г., Попов О. Н. — Применение теории марковских процессов для исследования микрогеометрии поверхности порошковых покрытий при трении скольжения № 5.

Дьяков И. Ф. — Повышение ресурса подшипника скольжения № 9.

Жиркин Ю. В., Пузик Е. А., Султанов Н. Л. — Проектирование тяжелонагруженных подшипниковых опор при смазочной системе масло—воздух № 9.

Иванов В. А., Захарычев С. П. — Самосмазывающиеся подшипники на основе компаундных эпоксидофторопластов № 12.

Ковальский Б. И., Агровиченко Д. В., Сокольников А. Н., Петров О. Н., Шрам В. Г. — Электрометрический контроль процессов в паре трения с граничным трением скольжения № 2.

Кохановский В. А., Глазунов Д. В. — Выбор компонентов смазочного материала для открытых узлов трения подвижного состава № 3.

Кохановский В. А., Майба И. А., Глазунов Д. В., Больших И. В. — Выбор оболочки гребнесмазочного блока № 2.

Охлопкова А. А., Васильев С. В., Петрова П. Н., Гоголева О. В. — Разработка базальтопластиков триботехнического назначения на основе ПТФЭ методом механоактивации № 1.

Рогов В. Е., Бохоева Л. А., Раднатаров В. Ц. — Использование полимерных добавок для уменьшения изнашивания деталей двигателя № 10.

Седакова Е. Б., Козырев Ю. П. — Распределение теплоты в паре трения политетрафторэтилен—сталь № 6.

Цуканов И. Ю., Албагачиев А. Ю., Данилов В. Д. — Влияние геометрии неровностей при упругом контакте поверхностей с регулярным микрорельефом № 12.

Шустер Л. Ш., Камалетдинова Р. Р. — Влияние свойств материала деталей трибосопряжений на их изнашивание № 8.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Александров В. А., Вилков А. Н., Вилкова Ю. В., Тромпет Г. М. — Внедрение станочных систем активного контроля при обработке прерывистых поверхностей № 8.

Безукладников А. И., Паршин С. В. — Влияние геометрии инструмента на энергосиловые показатели напряженно-деформированного состояния при раздаче трубы профильным дорном № 3.

Букатый А. С. — Конечно-элементное моделирование и исследование остаточных напряжений и деформаций деталей после дробеструйного упрочнения № 6.

Вагин А. В., Албагачиев А. Ю., Сидоров М. И., Ставровский М. Е. — Факторы, определяющие живучесть артиллерийской системы, и технологические методы его повышения № 12.

Вайнер Л. Г., Степанов Ю. С. — Метод и модель формирования модифицированных производящих поверхностей торцешлифовальных кругов в процессе правки № 12.

Васечкин М. А., Давыдов О. Ю., Егоров С. В., Коломенский А. Б. — Калибровка тонкостенных прецизионных труб поперечным обжимом и раздачей многосекторным инструментом № 2.

Великанов Н. Л., Наумов В. А., Корягин С. И. — Осаждение несферических частиц примеси в смазывающих жидкостях № 10.

Гадалов В. Н., Гвоздев А. Е., Романенко Д. Н., Ворначева И. В., Ковалев С. В. — Применение износостойких минералокерамических и твердосплавных инденторов для повышения надежности и качества деталей № 6.

Гасанли Р. К., Мамедов З. Г. — Особенности изотермического превращения высокопрочного чугуна с шаровидным графитом № 11.

Гафаров А. М., Сулейманов П. Г., Гафаров В. А. — Исследование качества поверхностей деталей, обработанных ротационным хонингованием и работающих в экстремальных условиях № 11.

Димов Ю. В., Подашев Д. Б. — Расчет силы, действующей на кромку детали при обработке абразивными щетками № 11.

Дяченко Э. П., Титова Л. М., Дяченко Н. П., Григорьев П. И. — Моделирование в среде SolidWorks Flow Simulation гидродинамических процессов шелушения и шлифования при переработке зерна № 2.

Емельяненко А. А., Жабин О. И., Полянчиков Ю. Н. — Опыт программируемого концевого фрезерования термопластов № 11.

Жарков В. А. — Испытания материалов. Классификация и теория № 6. Испытания материалов. Растяжение и обтяжка узких и широких заготовок № 8.

Жижкин А. М., Лазуткин Г. В., Давыдов Д. П., Волкова Т. В. — Расчет фильтрующих элементов из проволочного материала МР № 3.

Зайдес С. А., Нгуен Х. В. — Влияние охватывающего поверхностного пластического деформирования на изгибную жесткость валов № 9.

Закиров И. М., Катаев Ю. П., Семешко М. А., Ермоленко И. В. — Термостатирование при изготовлении деталей летательных аппаратов из полимерных материалов № 7.

Землянушнова Н. Ю., Порохня А. А., Землянушнов Н. А. — Исследование напряженно-деформированного состояния пружины клапана автомобильного двигателя при пластическом упрочнении № 4.

Искендерли И. Н., Нариманов В. А. — Исследование ударной вязкости инструментальной стали 6ХВ2С № 1.

Исмаилов Н. Ш., Гасанли Р. К. — Влияние технологических факторов на качество литейных форм для отливок из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом № 1.

Кабалдин Ю. Г., Лаптева И. Л., Шатагина Д. А., Аносова М. С., Зотова В. О. — Разрушение конструкций при работе в условиях пониженных температур и диагностика устойчивости структурного состояния материала № 1.

Катаев Ю. П., Закиров И. М., Семешко М. А. — Определение реологических параметров полимерных смол при изготовлении композиционных конструкций № 8.

Кашапова Л. Р., Панкратов Д. Л., Шибаков В. Г. — Автоматизированная оценка надежности технологического процесса листовой штамповки № 4.

Кирсанов С. В., Цыганков Р. С., Ярных А. Е. — Сверление центральных отверстий в плунжерных втулках топливных насосов ружейными сверлами с износостойкими покрытиями № 9.

Колесников В. В., Небогов С. М., Пунин В. И., Евсюков С. А., Федотов И. Л. — Исследование дискового концентратора установки для обработки резьбы поверхностным пластическим деформированием с использованием ультразвука № 4.

Копылов Ю. Р. — Сплайновая оценка распределения параметров качества поверхностного слоя при виброударном упрочнении № 7.

Кремлева Л. В., Малыгин В. И., Лобанов Н. В. — Динамическая устойчивость ленточнопильных станков № 6.

Крыхтин Ю. И., Карлов В. И. — Физические основы разработки заготовок дисков трения с молибденовым покрытием для повышения надежности работы в масле в узлах трансмиссий транспортных машин № 12.

Лапшин В. В., Захаревич Е. М. — Технология обработки линейных негативных матриц для линз и призм Френеля № 7.

Мамедов А. Т., Мусурзаева Б. Б. — Состав, структура и свойства антифрикционной порошковой композиции железо — чугун — латунь № 1.

Мартиросян А. М., Агбалян С. А., Ордян Н. А., Казарян А. Н., Агбалян С. Г. — Новый способ изготовления алмазных инструментов на металлических связках № 2.

Минаков А. П., Лустенков М. Е., Ильюшина Е. В. — Упрочняющая пневмоцентробежная обработка гильз ДВС, альтернативная финишному хонингованию № 2.

Миронов А. Е., Гершман И. С., Котова Е. Г., Овечкин А. В., Гершман Е. И., Железнов М. М. — Свойства новых литейных алюминиевых антифрикционных сплавов № 10.

Морозов В. В., Гусев В. Г., Дворянинова Т. П. — Микрогеометрия поверхности после селективного лазерного спекания металлического порошка № 9.

Мураткин Г. В. — Особенности технологического обеспечения высокой точности нежестких валов ответственного назначения № 8.

Петрова П. Н., Федоров А. Л., Охлопкова А. А. — Разработка полимерных композитов на основе политетрафторэтилена, модифицированного моторными маслами № 2.

Полянчикова М. Ю., Полянчиков Ю. Н., Крайнев Д. В., Егоров Н. И. — Особенности структуры и свойств твердосплавного инструмента, полученного ударным прессованием № 10.

Расулов Ф. Р., Бабаев А. И. — Повышение коррозионной стойкости чугунных отливок поверхностным легированием № 12.

Сахвадзе Г. Ж., Пугачев М. С., Киквидзе О. Г. — Технология двусторонней лазерно-ударно-волновой обработки материалов № 10.

Семенов И. Е., Рыженко С. Н., Даева Н. Н. — Прогнозирование расчетной точности геометрии заготовок при разделении тонколистового металла эластичными средами № 3.

Смыслов А. М., Быбин А. А., Даутов С. С. — Влияние алитирования поверхности интерметаллидного сплава TNM-B1 на стойкость к высокотемпературному окислению и газовой коррозии № 5.

Соколов Ю. А., Павлушин Н. В., Кондратьев С. Ю. — Новые аддитивные технологии с использованием пучка ионов № 9.

Солер Я. И., Нгуен Ван Кань. — Обеспечение точности формы инструментов при плоском шлифовании кругом Norton Vitrium № 11.

Соловьев Д. С., Потлов А. Ю., Литовка Ю. В. — Снижение неравномерности толщины гальванического покрытия, наносимого с циклическим включением анодных секций № 8.

Сулейманова И. Р., Ерисов Я. А., Шляпугин А. Г. — Компьютерное моделирование процесса штамповки полутора из кольцевой заготовки № 5.

Табаков В. П., Сагитов Д. И. — Применение инструмента с износостойкими покрытиями на операциях резьбонарезания и отрезки заготовки № 4.

Табаков В. П., Чихранов А. В. — Оценка напряженного состояния износостойких покрытий режущего инструмента № 3. Влияние условий осаждения покрытия на его механические свойства и работоспособность режущего инструмента № 5.

Туктамышева Ю. А., Туктамышев В. Р. — Оптимальные параметры промывки длинномерных трубопроводов авиационного ГТД № 2.

Яковлев С. С., Грязев М. В., Пилипенко О. В. — Технологические параметры операции вытяжки с утонением стенки осесимметричных деталей из двухслойных анизотропных материалов № 11.

Ямников А. С., Волков Д. П. — Технологическое обеспечение качества винтовых оправок № 3.

Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

Боков В. Б. — Создание эмпирической модели шероховатости поверхности после чистового точения по критерию адекватности № 1. Конструирование модели шероховатости поверхности при чистовом точении по критерию адекватности. Модель с фактором теории № 4.

Боровский Г. В., Каменецкий Л. И., Надольский М. А., Негинский Е. А., Маслов А. Р. — Силовые характеристики процесса резания высокопрочных горных пород алмазным инструментом № 9.

Волков Д. И., Проскуряков С. Л., Дружков С. С. — Применение модифицированных многофункциональных покрытий металлорежущего инструмента при токарной обработке высокопрочного чугуна № 9.

Грубый С. В. — Разработка полиномиальных уравнений характеристик резания для концевого фрезерования коррозионно-стойкой стали № 11.

Еренков О. Ю., Богачев А. П. — Комбинированный способ точения полимерных материалов на основе электромагнитного облучения заготовки № 3.

Еренков О. Ю., Верещагина А. С., Кравченко Е. Г., Козлова М. А. — Токарная обработка полимерных материалов с предварительным поверхностным деформированием заготовок № 2.

Зюзин А. А., Константинова И. С., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. — Технологическое обеспечение качест-

ва обработки отверстий закаленных деталей тонким растачиванием резцами из сверхтвердых материалов № 3.

Кабалдин Ю. Г., Кузьмишина А. М. — Квантово-механическое моделирование деформации и разрушения срезаемого слоя при резании № 4.

Кабалдин Ю. Г., Шатагин Д. А., Зотов В. О. — Структурно-энергетический подход к процессу изнашивания и диагностике твердосплавного режущего инструмента № 5.

Красильников А. Я., Кравченко К. Ю. — Применение аналитического метода и имитационного моделирования для определения областей устойчивости при концевом фрезеровании № 1.

Легаев В. П., Генералов Л. К., Галковский О. А. — Нейросетевой комплекс экстремального управления точностью обработки резанием № 4.

Липатов А. А. — Исследование адгезионных сколов твердосплавного инструмента при точении аустенитной стали № 7.

Маслов А. Р. — Влияние антифрикционных алмазоподобных покрытий на надежность процесса "сухого" фрезерования алюминиевых сплавов № 10.

Морозов А. В. — Износ алмазного инструмента при правке дискретных шлифовальных кругов № 3.

Петухов Г. Д., Макаров В. Ф. — Расчет режимов резания при проектировании протяжного инструмента и исследование влияния режимов резания и геометрии протяжек на стружкообразование № 7.

Плотников А. Л., Сергеев А. С., Харламов В. О., Зайцева Н. Г. — Исследование механизма формирования высот микронеровностей обработанной поверхности при токарной обработке коррозионно-стойких сталей № 10.

Тахман С. И., Тюкалов О. А. — Особенности формообразования впадин на цилиндрических зубчатых колесах при обработке червячными фрезами № 3.

Фомин А. А. — Формирование поверхностей при профильном фрезеровании инструментами с выпуклым и вогнутым режущими контурами № 10.

Обработка материалов без снятия стружки

Губанов В. Ф., Пестерев М. А. — Комбинированная обработка деталей концентрированной энергией и поверхностным пластическим деформированием № 4.

Данилин Г. А., Филин Д. С., Волжин С. Г. — Исследование продольно-поперечного выдавливания полых полуфабрикатов из прутковых заготовок № 7.

Захаров О. В., Худобин Л. В., Веткасов Н. И., Скляров И. А., Кочетков А. В. — Струйно-абразивная обработка крупногабаритных деталей № 3.

Мамаев В. Б., Первов М. Л. — Учет сил контактного трения при объемной штамповке № 3.

Санинский В. А. — Совершенствование технологии обработки трубных заготовок № 7.

Сергиев О. П., Проскурин А. А., Макарова А. В. — Влияние реверсивной деформации на пластичность материала деталей в зоне вырубки № 4.

Сорокин В. М., Танчук С. С., Тудакова Н. М., Михеев А. В., Зотова В. А. — Дорнование отверстий с нанесением антифрикционного покрытия из мягких металлов № 2.

Сосенушкин Е. Н., Овечкин Л. М., Сосенушкин А. Е. — Технология углового прессования и ее анализ с помощью компьютерных и физических моделей № 7.

Фасхиев Х. А., Волошко В. В., Мавлеев И. Р., Салахов И. И. — Многоступенчатая коробка передач грузового автомобиля № 2.

Яковлев С. С., Трегубов В. И., Осипова Е. В. — Предельные деформации при ротационной вытяжке с утонением стенок трубных заготовок из анизотропных материалов № 3.

Вопросы экологии и безопасности

Азаров В. К., Васильев А. В., Гайсин С. В., Карпухин К. Е., Кутенёв В. Ф. — Причины возникновения смога в крупных городах № 7.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Васяйчева В. А., Сахабиева Г. А. — Анализ деятельности НПК "Уралвагонзавод" № 11.

Лагута В. С. — Ранжирование показателей функционирования для принятия решения по выбору вариантов построения производственного процесса на участке механообработки № 9.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Аракчеев Е. Н., Брунман В. Е., Брунман М. В., Волков А. Н., Дьяченко В. А., Кочетков А. В., Петкова А. П. — Комплексный автоматизированный агрегат по производству реагентов для обработки воды и стоков № 6.

Гершман И. С., Гершман Е. И. — Восстановление изношенных участков контактных проводов без их демонтажа № 3.

Декер И. — Современные технологии раскроя металла лазером № 9.

Демокритова А. В. — Определение уравнения упругой линии при изгибе стержней № 11.

Дударев А. С. — Комплекс для исследования осевого режущего инструмента № 6.

Майба И. А., Носков В. Н., Глазунов Д. В. — Применение лубрикации зоны контакта колесо—рельс на железных дорогах № 4.

Нагиева М. Г. — Асинхронный электродвигатель с широким диапазоном регулирования № 5.

Никитин А. Г., Лактионов С. А., Медведева К. С. — Определение мощности привода одновалковой дробилки № 1.

Рубин А. М. — Расчетная модель контактной задачи для систем крепежных соединений № 12.

Столбов М. С., Эфрос В. В. — Анализ и аналитическое описание идеального термотропного цикла ДВС № 6.

Фролова Л. Н., Василенко В. Н., Михайлова Н. А. — Ресурсосберегающее оборудование для влаготепловой подготовки масличного сырья к прессованию № 1.

Хадеев Р. Г. — Использование серийного синхронного электродвигателя на транспорте № 8.

Шайдурова Г. И., Костяева В. И., Дягилева М. В. — Изготовление из композита выхлопной трубы газоперекачивающего агрегата № 8.

Щёкин А. В., Сульдин С. П., Митин Э. В. — Управляющие программы для токарных станков с ЧПУ на основе системы КОМПАС-3D № 12.