



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

12
2020

Главный редактор А.С. БОГОЛЮБОВ

**Заместитель главного редактора
Е.А. БОГОЛЮБОВА**

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, **Сычев А.П.**, канд. физ.-мат. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(499) 269-51-98

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 27 марта 2020 г. за ПИ № ФС 77-78172 в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (РОСКОМНАДЗОР)
Учредитель: Е.А. Боголюбова

Индекс: **27841** ("Пресса 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**

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

- Озерский А. И., Целигоров Н. А., Цуриков Ю. А. — Метод исследования динамических режимов работы электрогидравлических систем с подвижными границами рабочих жидких сред 3
- Ермолаев М. М., Захаров М. Н., Синицына Ю. В. — Экспериментальная проверка методик расчета распределения сил в планетарно-цевочных редукторах 12
- Дубовик Д. А. — Эффективность ходовой системы колесной машины 16
- Яковлев С. Н. — Экспериментальное исследование нагрева полиуретанового амортизатора при циклическом нагружении 22
- Поддубный В. И., Трехтлер А., Варкентин А., Хенке К. — Механико-математическая модель гусеничного движителя с треугольным обводом для решения задач вертикальной динамики гусеничной машины 26
- Кондаков С. В., Павловская О. О., Иванов И. Д., Ишбулатов А. Р. — Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины на основании алгоритма управляемого заноса 29
- Устарханов О. М., Муселемов Х. М., Устарханов Т. О., Гаппаров Х. М. — Влияние сближения слоев трехслойной конструкции на ее напряженно-деформированное состояние 34
- Карелин И. Н., Седых В. Д., Седых Л. В. — Совершенствование износостойкого запорного узла "ИГР" нефтегазовой арматуры 37
- Шкаруба Н. Ж., Леонов О. А. — Обоснование допускаемой погрешности измерений при контроле отклонений формы и расположения поверхностей деталей 42

- Ozerskiy A. I., Tseligorov N. A., Tsurikov Yu. A. — Method of investigation of dynamic modes of operation of electrohydraulic systems with moving boundaries of working fluid media 3
- Ermolaev M. M., Zakharov M. N., Sinitsyna Yu. V. — Experimental verification of methods for calculation of the distribution of forces in planetary pin gearboxes 12
- Dubovik D. A. — Effectiveness of the running system of a wheeled vehicle 16
- Yakovlev S. N. — Experimental study of heating of a polyurethane shock absorber under cyclic loading 22
- Poddubnyi V. I., Trekhhtler A., Varkentin A., Khenke K. — Mechanical and mathematical model of a caterpillar drive with a triangular contour for solving problems of vertical dynamics of a tracked vehicle 26
- Kondakov S. V., Pavlovskaya O. O., Ivanov I. D., Ishbulatov A. R. — Increasing the mobility of a high-speed tracked vehicle based on a controlled skid algorithm 29
- Ustarkhanov O. M., Muselemov Kh. M., Ustarkhanov T. O., Gapparov Kh. M. — Influence of approach of layers of a three-layer structure on its stress-strain state 34
- Karelin I. N., Sedykh V. D., Sedykh L. V. — Improvement of the wear-resistant "IGP" shut-off unit of oil and gas reinforcement 37
- Shkaruba I. N., Leonov O. A. — Substantiation of the allowable measurement error when controlling deviations of the shape and location of the surfaces of parts 42

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

MANUFACTURING ENGINEERING

- Каблов Е. Н., Антипов В. В., Гирш Р. И., Серебренникова Н. Ю., Коновалов А. Н. — Конструируемые слоистые материалы на основе листов из алюминий-литиевых сплавов и стеклопластиков в конструкциях летательных аппаратов нового поколения 46
- Расулов Ф. Р. — Улучшение свойств поверхностного слоя чугуновых отливок 52
- Пачурин Г. В., Филиппов А. А., Гончарова Д. А., Кузьмин А. Н., Геворгян Г. А. — Усталость конструкционных материалов в коррозионно-активных средах 56
- Малыгин В. И., Кувалдин Ю. И., Обловацкая Н. С., Лаптева Е. Н., Слуцков В. А. — Влияние параметров ультразвуковой финишной обработки на шероховатость обработанных поверхностей деталей из инструментальных сталей 61
- Орлов И. Ю., Крюков С. А., Байдакова Н. В. — Совершенствование абразивных инструментов повышением их структурно-механических характеристик 65
- Платонов В. И., Чудин В. Н., Романов П. В. — Сварка давлением оболочек при ползуче-пластическом сжатии 69
- Адашкин А. М. — Особенности индукционного нагрева при закалке инструментов из быстрорежущей стали 72

- Kablov E. N., Antipov V. V., Girsh R. I., Serebrennikova N. Yu., Kononov A. N. — Designed layered materials based on sheets of aluminum-lithium alloys and fiberglass in the designs of new generation aircrafts 46
- Rasulov F. R. — Improvement of the properties of the surface layer of cast iron castings 52
- Pachurin G. V., Filippov A. A., Goncharova D. A., Kuz'min A. N., Gevorgyan G. A. — Fatigue of structural materials in corrosive environments 56
- Malygin V. I., Kuvaldin Yu. I., Oblovatskaya N. S., Lapteva E. N., Slutskov V. A. — Influence of parameters of ultrasonic finishing on the roughness of machined surfaces of parts made of tool steels 61
- Orlov I. Yu., Kryukov S. A., Baydakova N. V. — Improvement of abrasive tools by increasing their structural and mechanical characteristics 65
- Platonov V. I., Chudin V. N., Romanov P. V. — Pressure welding of shells under creep-plastic compression 69
- Adashkin A. M. — Features of induction heating during hardening of tools from high-speed steel 72

Теория и практика резания материалов

Theory and practice of materials cutting

- Реченко Д. С., Балова Д. Г. — Исследование механики процесса микрорезания и формирования застойной зоны 76

- Rechenko D. S., Balova D. G. — Research of the mechanics of the microcutting process and the formation of a stagnant zone 76

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

TECHNICAL INFORMATION

- Труханов В. М., Султанов М. М., Кухтик М. П. — Оценка стабильности параметров и надежности энергетического оборудования тепловых электростанций при их производстве и испытаниях 79
- Указатель статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за 2020 г. 83

- Trukhanov V. M., Sultanov M. M., Kukhtik M. P. — Assessment of the stability of parameters and reliability of power equipment of thermal power plants during their production and tests 79
- Index of papers having been published in the "Vestnik mashinostroeniya" for 2020 83

Технический редактор Т. А. Шацкая
Корректор Е. В. Комиссарова

Сдано в набор 28.09.2020. Подписано в печать 18.11.2020.
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.*

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.226 — 83.001.57

DOI: 10.36652/0042-46332020-12-3-12

А. И. ОЗЕРСКИЙ, д-р техн. наук, Н. А. ЦЕЛИГОРОВ, д-р техн. наук (Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону), Ю. А. ЦУРИКОВ, д-р техн. наук (Государственный космический научно-производственный центр им. М. В. Хруничева), e-mail: ozersckij.ai@yandex.ru

Метод исследования динамических режимов работы электрогидравлических систем с подвижными границами рабочих жидких сред

Изложен метод исследования динамических режимов работы электрогидравлических систем с подвижными границами рабочих жидких сред жидкость—газ или жидкость—твердое тело. Приведены результаты экспериментальных исследований и компьютерного моделирования.

Ключевые слова: динамический режим, электрогидравлическая система, рабочая жидкая среда, подвижные границы, компьютерное моделирование.

A method for investigating the dynamic modes of operation of electro-hydraulic systems with moving boundaries of liquid—gas or liquid—solid working fluid media is presented. The results of experimental research and computer simulation are presented.

Keywords: dynamic mode, electro-hydraulic system, working fluid medium, moving boundaries, computer simulation.

Актуальность и задачи исследования

Рассмотрены электрогидравлические системы авиационной и ракетно-космической техники: топливные системы, а также гидравлические системы объемных и гидродинамических передач, источниками энергии которых являются электрические двигатели. Исследование динамических режимов работы таких систем является одной из наиболее актуальных и сложных проблем современного машиностроения. Несмотря на то что решению указанной проблемы посвящено значительное число работ, многие задачи остаются нерешенными. Это связано со сложностью конструкций этих систем, а также с особенностями их эксплуатации, в первую очередь как объектов авиационной и ракетно-космической техники.

Для исследуемых здесь систем характерны тяжелые условия эксплуатации: значительные инерционные перегрузки, ударные нагрузки и вибрация,

работа на предельных нагрузочных режимах, работа в условиях резких перепадов наружного давления и температуры, связанных с запуском, изменением высоты полета летательных аппаратов (ЛА), а также с особенностями эксплуатации исследуемых систем в условиях космоса. Для последних характерны высокие требования к герметичности, надежности работы систем, долговечность и экономичность.

Опыт эксплуатации исследуемых здесь систем показал высокую эффективность применения к ним *принципа ампулизации*. Такой принцип успешно применяют в холодильной технике, для топливных систем ракет с ЖРД, а также для гидросистем авиационной и космической техники [1]. Принцип обеспечивает максимальную изоляцию топлива, а также рабочих жидкостей этих систем от окружающей среды. При этом воздух в воздушных полостях баков для хранения топлива и рабочих жидкостей заменяют на какой-либо инертный газ, например на азот или гелий. Ампулизация обеспечивается: предварительным насыщением указанными газами топлива и рабочих жидкостей приводов, осушкой рабочих жидкостей и газов этих систем, их гидравлических и электрических машин и агрегатов, а также применением для них запаянных (сварных) гидравлических магистралей, емкостей и контейнеров. При этом существенно увеличиваются надежность и сроки эксплуатации указанных систем, однако значительно возрастает сложность процессов, которые определяют их техническое состояние на различных режимах эксплуатации [1].

Необходимость обобщенного моделирования

Под обобщенным моделированием исследуемых здесь систем понимается совокупность технического, физического, математического и компьютерного моделирования этих систем с целью созда-

ния наиболее эффективных методов исследования динамических режимов их работы в различных условиях эксплуатации.

Современный уровень знаний особенностей динамических режимов работы ампулизованных гидравлических систем (АГС) показывает, что процессы, сопровождающие их работу в реальных условиях эксплуатации, особенно при их запуске, существенно сложнее процессов, свойственных наземным условиям [2]. С одной стороны, это связано с указанными выше сложными условиями эксплуатации этих систем, а также с высокими ударными пусковыми токами и значительными пусковыми вращающими моментами электрических двигателей (ЭД). С другой стороны, существенная сложность указанных процессов определяется изоляцией от внешней среды рабочих жидкостей исследуемых здесь систем, а также *малыми объемами* газовых полостей баков ("газовых подушек" баков) для их хранения. *Малые объемы* полостей указанных баков обеспечивают минимальные габаритные размеры и массы баков, особенно топливных баков ракет с ЖРД и других летательных аппаратов. Однако *ампулизация и малые объемы указанных баков исследуемых здесь систем* усложняют не только задачи обеспечения надежности систем, но и физические процессы, сопровождающие их работу. Это связано с возможным падением давления газа в газовых полостях баков ниже равновесных значений, при которых происходит выделение из жидкостей газов, которыми они насыщались перед заправкой. При этом жидкости превращаются в газожидкостные среды, эксплуатационные свойства которых существенно отличаются от свойств обычных жидкостей. Это может резко ухудшить работу АГС.

Сложность физических явлений, сопровождающих работу исследуемых здесь систем, определяется также и тем, что при запуске, останове, перегрузках и регулировании их работа сопровождается *высокоскоростными процессами заполнения и опорожнения* рабочих полостей гидроцилиндров, лопастных и объемных гидромашин, струйных аппаратов, а также каналов гидравлических магистралей этих систем. Такие процессы свойственны работе указанных систем в случае открытия переливных и предохранительных клапанов при регулировании систем и силовых перегрузках. Они характерны также для режимов заправки систем, при функционировании рабочих органов их управления, регулировании и т. п. Здесь имеют место разрывы сплошности потока газожидкостных сред, размытость их фронта, кавитация и турбулентность. Они сопровождаются явлениями неполного гидроудара, отрывом потока от стенок основных и ответвленных каналов, их неполным заполнением и т. п. [3]. Эти явления существенно влияют на техническое состояние исследуемых систем, однако они мало изучены. Это объясняется их физической

сложностью, трудностями расчета и моделирования, а также ограниченными возможностями наблюдения особенностей этих явлений и измерения их физических параметров. Все эти явления, несмотря на их сложность, требуют проведения тщательных исследований как с целью анализа их влияния на техническое состояние рассматриваемых здесь систем, так и с целью обобщенного моделирования этих систем: технического, физического, математического и компьютерного.

Особенности физического моделирования

Физическое моделирование, как известно, направлено на создание модели, в которой учитываются только главные физические процессы, определяющие существо исследуемого явления. Например, при моделировании динамических режимов работы исследуемых здесь ампулизованных гидравлических систем необходимо учитывать *факты перемещения границ рабочих жидких сред, например перемещение уровня свободной поверхности жидкости в баках*. Это объясняется тем, что при минимальных объемах газовых полостей баков положение указанных поверхностей определяет изменение давления газа в этих полостях, а следовательно, и давление жидкости на входе в подкачивающие и основные насосы. Известно, что для повышения антикавитационных качеств ампулизованных топливных и гидравлических систем ракет с ЖРД, особенно при их запуске, традиционно используют шнеко-центробежный насос с инжектором [4]. Последний устанавливают на входе в осевой насос (шнек) для обеспечения бескавитационных режимов запуска и работы таких систем, особенно при минимальных объемах газовых полостей баков. Величина давления в газовых полостях этих баков, как известно, не только определяет условие бескавитационной работы указанных насосов, но и обеспечивает устойчивость и безотказность работы авиационных и космических двигателей, ЖРД, а также работу силовых электрогидравлических приводов (ЭГП) с ампулизованными гидравлическими системами [5].

В связи с использованием ампулизованных гидравлических систем в составе силового электрогидравлического привода отметим следующее. Эффективность и позиционная точность привода *определяется точностью обеспечения* заданного (расчетного) изменения координат его исполнительных органов, а также расчетного давления жидкости на их рабочих поверхностях. Поэтому при компьютерном моделировании указанных систем необходимо рассчитывать координаты границ жидких сред с газом, а также с поверхностями подвижных силовых элементов привода — поршней силовых гидроцилиндров, объемных гидронасосов, гидромоторов и т. п. При этом необходимо также

определять не только координаты подвижных границ, их скорости и ускорения, но также и давление на указанных поверхностях. Это требует повышения точности расчета динамических режимов работы систем наддува газовых полостей таких баков, а также точности расчета изменяющихся во времени координат уровней рабочих жидкостей в этих баках. Все это определяет качество моделирования процессов и позволяет повысить позиционную точность электрогидроприводных систем с объемными и лопастными гидравлическими машинами.

В общем случае задачи исследования процессов движения жидких и газожидкостных сред с подвижными границами раздела сред типа жидкость—газ или жидкость—твердое тело (жидкость—поршень) относятся к задачам гидромеханики с контактными разрывами сред [3]. Под контактными разрывами здесь понимают такие поверхности в жидких и газожидкостных средах, через которые отсутствует поток массы вещества и на которых имеет место разрыв основных параметров среды: плотности, температуры, вязкости, концентрации какого-либо вещества, растворенного в жидкости, и т. п. Одной из основных задач при исследовании особенностей рассматриваемых здесь процессов является необходимость определения законов движения именно подвижных границ раздела сред (границ разрывов). Однако область постановки и решения задач гидромеханики с подвижными границами сред для исследуемых здесь систем ограничивается традиционно используемым в машиностроительной гидравлике принципом Эйлера. Исследования показывают, что здесь наряду с принципом Эйлера необходимо применять также и принцип Лагранжа, который в физическом и математическом моделировании является более сложным, но и более общим, так как позволяет ставить и решать задачи гидромеханики с подвижными границами рабочих жидких сред [6].

Использование принципа Лагранжа даст возможность развить фундаментальные положения механики жидких сред с переменными границами, применяя их к динамическим задачам гидравлических систем с подвижными границами жидких рабочих тел. Это существенно расширит области исследования, а также постановки и решения задач расчета динамических режимов работы моделируемых здесь систем. При этом повышаются точность и достоверность расчетов, а также адекватность моделирования систем реальным объектам и процессам, сопровождающим их работу [3, 6].

Математическое моделирование

В основу математического моделирования исследуемых здесь процессов положены общие интегральные соотношения, выражающие основные

законы механики жидких сред с подвижными границами, а именно: законы изменения массы $m(t)$ среды, кинетической энергии $E(t)$, ее количества движения $\bar{K}(t)$, а также — момента $\bar{L}(t)$ количества движения [7]. Они представлены ниже в виде уравнений:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho dV = \int_{V(t)} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{\sigma(t)} \rho v_n d\sigma = \sum_{(i,j)} \dot{m}_{i,j}; \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{dE}{dt} &= \frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho \frac{1}{2} v^2 dV = \int_{V(t)} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \frac{1}{2} v^2 \right] dV + \\ &+ \int_{\sigma(t)} \rho \frac{1}{2} v^2 v_n d\sigma = \int_{V(t)} \rho \bar{f} \bar{v} dV + \int_{\sigma(t)} \bar{p} \bar{v}_n d\sigma + \\ &+ \sum_{i,j} \dot{E}_{i,j}; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{K}}{dt} &= \frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho \bar{v} dV = \int_{V(t)} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{v}) dV + \int_{\sigma(t)} (\rho \bar{v}) v_n d\sigma = \\ &= \int_{V(t)} \bar{f} \rho dV + \int_{\sigma(t)} \bar{p}_n d\sigma + \sum_{(i,j)} \bar{K}_{i,j}; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{L}}{dt} &= \frac{d}{dt} \int_{V(t)} (\bar{r} \times \rho \bar{v}) dV = \int_{V(t)} \frac{\partial}{\partial t} (\bar{r} \times \rho \bar{v}) dV + \\ &+ \int_{\sigma(t)} (\bar{r} \times \rho \bar{v}) v_n d\sigma = \int_{V(t)} (\bar{r} \times \rho \bar{f}) dV + \\ &+ \int_{\sigma(t)} (\bar{r} \times \bar{p}_n) d\sigma + \sum_{(i,j)} \bar{L}_{i,j}. \end{aligned} \quad (4)$$

В выражениях (1)—(4): \bar{v} , м/с — вектор абсолютной скорости движения данной частицы среды; ρ , кг/м³ — плотность среды; \bar{f} , м/с² и $\bar{p} = \bar{p}_n + \bar{p}_\tau$, Н/м² — соответственно, векторы напряженностей массовых и поверхностных сил, действующих на частицу среды и ее поверхность; \bar{p}_n , \bar{p}_τ — соответственно, нормальная и касательная к поверхности составляющие вектора \bar{p} ; $\sum_{(i,j)} \dot{m}_{i,j}$, кг/с,

$\sum_{(i,j)} \dot{E}_{i,j}$, Вт — суммы мощностей дополнительных источников и стоков, соответственно, массы и механической энергии жидкости, расположенных внутри подвижной жидкой среды; $\sum_{(i,j)} \dot{K}_{i,j}$,

кг·м/с², $\sum_{(i,j)} \dot{L}_{i,j}$, кг·м²/с² — суммы мощностей дополнительных источников и стоков, соответственно, количества движения и момента количества движения жидкости, расположенных внутри жидкости; \bar{r} — радиус-вектор, проведенный в данную точку среды из центра ее вращения.

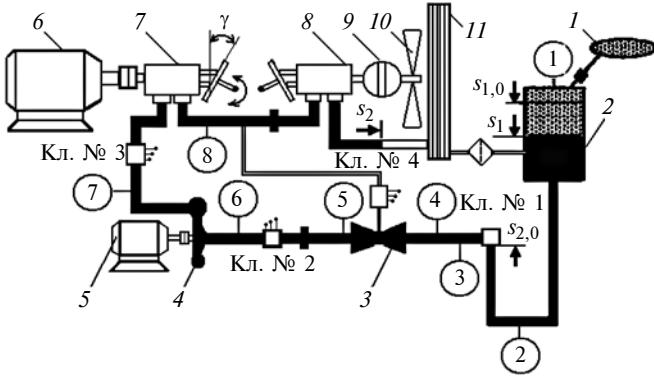


Рис. 1. Схема экспериментального комплекса

В работе [3] представлены элементы теории и метод расчета и компьютерного моделирования нестационарных процессов движения несжимаемых жидких сред с подвижными границами сред в каналах сложных геометрических форм указанных гидравлических машин и магистралей.

Особенность рассматриваемых здесь процессов состоит в том, что перемещающаяся в канале жидкость ограничена двумя подвижными границами — поверхностями контактных разрывов (рис. 1). Положение этих поверхностей в канале определяется криволинейными координатами $s_1(t) = s(\xi_1, t)$ и $s_2(t) = s(\xi_2, t)$, изменяющимися во времени при перемещении среды вдоль оси канала, которое осуществляется под действием массовых и поверхностных сил (ξ_1 и ξ_2 — координаты Лагранжа, которые определяют положение поверхностей подвижных границ в начальный момент времени t_0). Считается, что поверхности указанных границ и рассматриваемая подвижная среда с объемом $V(t)$ состоят из одних и тех же частиц. При этом давления $p_1 = p[s_1(t), t]$ и $p_2 = p[s_2(t), t]$ на указанных поверхностях являются заданными функциями координат $s_1(t)$ и $s_2(t)$, а также времени t .

Можно показать, что для одномерных движений жидких сред, перемещающихся в каналах гидравлических машин и магистралей и ограниченных подвижными границами с координатами $s_1(t)$ и $s_2(t)$, уравнения (1)–(4) могут быть преобразованы. Преобразование основано на дифференцировании по времени массы $m(t)$ жидкости, ее кинетической энергии $E(t)$, количества движения $\bar{K}(t)$ и момента количества движения $\bar{L}(t)$, выраженных, соответственно, в виде интегралов с переменными границами:

$$m(t) = \int_{S_1(t)}^{S_2(t)} \rho(s, t) \sigma(s) ds;$$

$$E(t) = \frac{1}{2} \int_{S_1(t)}^{S_2(t)} \rho(s, t) v^2(s, t) \sigma(s) ds;$$

$$\bar{K}(t) = \int_{S_1(t)}^{S_2(t)} \rho(s, t) \bar{v}(s, t) \sigma(s) ds;$$

$$\bar{L}(t) = \int_{S_1(t)}^{S_2(t)} [\bar{r}(s, t) \times \rho(s, t) \bar{v}(s, t)] \sigma(s) ds.$$

При этом уравнение расчета одномерного движения вязкой несжимаемой жидкости с подвижными границами в каналах гидравлических магистралей может быть представлено в виде:

$$a(x, t) \ddot{x} = b(x, t) \dot{x}^2 + c(x, t). \quad (5)$$

Здесь $x = x(t)$ — координата передней или задней границы среды, перемещающейся в канале. Расчет движения жидких сред с подвижными границами в разветвленных каналах и в каналах со струйными элементами и аппаратами сводится к решению системы уравнений вида (5).

Уравнение (5) является обобщенным уравнением Бернулли на случай одномерного движения жидких сред с подвижными границами. Оно подобно уравнению движения тела с переменной массой.

Таким образом, задача расчета процессов одномерного движения несжимаемой жидкой среды с подвижными границами в канале сводится к решению обыкновенного нелинейного дифференциального уравнения второго порядка относительно координаты одной из подвижных границ среды. В этом заключается основное отличие предлагаемого здесь метода от традиционно используемого в гидравлике метода, основанного на подходе Эйлера, в котором рассматривается заполненный жидкостью участок канала с неподвижными границами. В методе, основанном на подходе Эйлера, исследования, как известно, сводятся к решению обыкновенного дифференциального нелинейного уравнения первого порядка относительно объемного расхода Q жидкости:

$$\dot{Q} = b(t) Q^2 + c(t). \quad (6)$$

Известно, что уравнения вида (5) и (6) решаются только численно. При этом, как правило, уравнения второго порядка сводят к системе уравнений первого порядка. Последние обычно решают с помощью численных алгоритмов типа Рунге — Кутта, применение которых не всегда оправдано анализом их эффективности в данной области исследований. Недостаток методов типа Рунге — Кутта здесь состоит в том, что следующий шаг по времени выполняется после того, как 4 раза вычисляются значения правой части уравнения, записанного в виде (5) или (6). Однако в задачах динамики исследуемых здесь гидравлических систем правые части дифференциальных уравнений, определяющих движение

жидких сред, являются громоздкими выражениями. В исследуемой области более эффективен метод Блесса [6], созданный для численного решения именно уравнений *второго порядка* вида (5). В этом методе делается 5 шагов по времени с однократным вычислением правой части, затем на пятом шаге делается уточнение с погрешностью $3 \div 6 \%$. В этом случае применение метода Блесса более эффективно, так как уменьшает время и повышает точность расчетов.

В работе [6] представлены элементы теории, а также методы исследования и расчета динамических режимов работы гидравлических систем с подвижными границами рабочих жидких сред в каналах со струйными аппаратами (инжекторами) и с лопастными и объемными гидравлическими машинами. Метод, изложенный в настоящей статье, является обобщением исследований, выполненных в работах [3, 6–9].

В этом методе расчет динамических режимов работы электрогидравлических систем с *подвижными границами жидких сред* в гидравлических каналах и рабочих полостях *лопастных машин* сводится к решению системы обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений вида:

$$A_1(x)\ddot{x} + B_1(x)\ddot{\varphi} + C_1(x)\dot{x}^2 + D_1(x)\dot{\varphi}^2 + E_1(x)\dot{x}\dot{\varphi} = \Delta P - \Delta P_{\text{пот}}; \quad (7)$$

$$A_2(x)\ddot{x} + B_2(x)\ddot{\varphi} + C_2(x)\dot{x}^2 + D_2(x)\dot{\varphi}^2 + E_2(x)\dot{x}\dot{\varphi} = M_{\text{H}}; \quad (8)$$

$$\sum_{j=\alpha}^q L_{i,j} \frac{di_j}{dt} + \dot{\varphi} \sum_{j=\alpha}^q \frac{dL_{i,j}}{d\varphi} i_j = u_i - R_i i_j; \quad (9)$$

$$\frac{1}{2} \sum_{i=\alpha}^q i_i \sum_{j=\alpha}^q \frac{dL_{i,j}}{d\varphi} i_j = M_{\Sigma}, \quad i, j = \alpha, \beta, d, q; \quad (10)$$

$$J_{\Sigma} \ddot{\varphi} = M_{\Sigma} - M_{\text{тр}} - M_{\text{H}}. \quad (11)$$

В выражениях (7)–(11): $x(t)$ — координата какой-либо подвижной границы среды, например $x(t) = s_2(t)$; $\varphi(t)$ — угол поворота вала электродвигателя; ΔP — разность средних значений давления жидкости на поверхностях подвижных границ; $\Delta P_{\text{пот}}$ — потери давления вследствие диссипации механической энергии потока жидкой среды; M_{H} — вращающий момент на валу привода насоса; M_{Σ} — вращающий электромагнитный момент, создаваемый электрическим двигателем (ЭД); $M_{\text{тр}}$ — момент сил трения, препятствующих вращению вала ротора ЭД; J_{Σ} , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ — суммарный момент инерции, учитывающий как инерционность вращающихся частей самого ротора электродвигателя, так и приведенную к валу его ротора инерционность вращающихся частей насоса.

В уравнениях (7)–(11) кроме функций $x(t)$ и $\varphi(t)$ неизвестными функциями являются проекции i_{α} , i_{β} , i_d , i_q электрических токов в обмотках статора и ротора (индексы α и β , d и q , соответственно) на оси прямоугольных систем координат, жестко связанных со статором (α и β) и ротором (d и q) соответственно.

В этих уравнениях: R_i и u_i ($i = \alpha, \beta, d, q$) — соответственно электрические сопротивления обмоток статора и ротора и электрические напряжения на концах этих обмоток; $L_{i,j}$ — соответствующие нижним индексам ($i, j = \alpha, \beta, d, q$) индуктивности обмоток статора и ротора ЭД как обобщенной двухфазной электрической машины [10]. Коэффициенты уравнений (7) и (8) определяются геометрией каналов рабочих колес лопастных машин. Следует отметить, что методы расчета динамических режимов работы электрогидравлических систем с лопастными и объемными гидравлическими машинами существенно отличаются. Это обусловлено *разными принципами работы указанных машин* [11]. Как известно, лопастные машины — "проточные", так как вход в машину постоянно и свободно сообщается с выходом через каналы между лопастями. Объемные же машины — "герметичные": здесь вход в машину постоянно и герметично разобщен с выходом. Поэтому заполнение канала с объемным насосом (в отличие от канала с лопастным насосом), а также движение жидкости по каналу с объемным насосом возможно только при вращении вала его привода. В связи с этим функции $x(t)$ и $\varphi(t)$ уже не являются здесь независимыми, как в случаях с лопастными насосами. Положение $x(t)$ подвижной границы жидкости при применении объемных машин с электродвигателем уже *непосредственно зависит* от угла $\varphi(t)$ поворота вала двигателя. В связи с этим расчет динамических режимов работы электрогидравлических систем с объемными гидромашинами сводится к решению системы уравнений только (9)–(11). При этом скорости и ускорения подвижных границ жидкости, т. е. $\dot{x}(t)$ и $\ddot{x}(t)$, определяются функциями $\dot{\varphi}(t)$ и $\ddot{\varphi}(t)$. Неизвестные функции $x(t)$, $\varphi(t)$ и i_j определяются здесь в ходе расчетов в процессе математического моделирования единой электрогидравлической системы (ЭГС). Таким образом, математическое моделирование динамических режимов работы указанной ЭГС сводится к решению задач Коши для системы обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка, записанной в векторном виде:

$$\begin{aligned} \ddot{\vec{x}}(t) &= f(\dot{\vec{x}}(t), \vec{x}(t), u(t), t, \theta), \\ \dot{\vec{x}}(t_0) &= \dot{\vec{x}}_0; \quad \vec{x}(t_0) = \vec{x}_0. \end{aligned} \quad (12)$$

В векторном уравнении (12) $\vec{x}(t)$ — вектор-функция, описывающая техническое состояние системы, аргументами которой являются: углы поворота

вала ЭД, валов гидронасоса и гидромоторов, а также углы поворота их наклонных дисков; координаты подвижных границ рабочей жидкости в баке, гидроцилиндрах, в напорных каналах после насосов, а также — количество электричества в обмотках статора и ротора ЭД. Функция $u(t)$ характеризует управление системой, она определяет, например, изменение во времени диаметра сопла регулируемого инжектора системы и т. п.; θ — параметры модели системы; t — время.

Отметим, что число дифференциальных уравнений системы в процессе работы модели привода может изменяться, например при включении нового источника или потребителя энергии привода.

Таким образом, здесь используется аппарат математического моделирования так называемых *гибридных динамических систем* [12, 13]. Эти системы являются математическими моделями физических объектов, поведение которых непрерывно меняется в зависимости от изменения как сигналов управления, так и внешних воздействий, например в процессе виртуальных испытаний объектов.

Техническое моделирование

Описанный выше метод расчета динамических режимов работы электрогидравлических систем с подвижными границами жидких сред применялся при анализе эффективности работы АГС, работающих в составе электрогидропривода, а также для оценки экономичности силового объемного электрогидропривода с АГС при его регулировании и перегрузках [7–9]. Исследования выполнялись на экспериментальном комплексе (см. рис. 1).

Комплекс создан как техническая модель электрогидроприводной системы с инжектором, лопастными и объемными гидромашинами. Он представляет собой регулируемый электрогидропривод с АГС и минимальным объемом (5÷10 %) газовой полости бака для хранения рабочей жидкости привода. В составе модели (см. рис. 1): асинхронные электрические двигатели 5 и 6; объемные гидравлические машины — регулируемый аксиальнопоршневой гидронасос 7 и нерегулируемый одноименный гидромотор 8, подкачивающий лопастной насос 4 и инжектор 3. Бак (ресивер) 1 для наддува основного бака 2. Здесь в качестве источника внешних нагрузок использовался вентилятор 10 с приводом от гидромолоты 9. Последние вместе с радиатором 11 входят в штатную систему охлаждения двигателя КамАЗ-740. Система измерения давления рабочей жидкости состояла из датчиков давления типа BOSCH REXROTH HM 13 10/250 и системы сбора данных BOSCH VT MAC 8-15/C-PM-4AX4. В состав комплекса вошли также агрегаты: вакуумный насос, компрессор и жидкостный объемный нагнетатель (Kärcher).

На рис. 1, кроме указанных элементов и агрегатов, обозначены подвижные границы среды: $s_{1,0}$, s_1 — положение уровня жидкости в баке; $s_{2,0}$, s_2 — положение фронта жидкости, заполняющей канал гидравлической магистрали. Цифрами 1–8 в кружках показано положение датчиков давления в контрольных точках магистрали; Кл. № 1, Кл. № 2, Кл. № 3, Кл. № 4 — клапаны.

Исследовались динамические режимы работы АГС электрогидропривода: при заправке системы, ее запуске и останове (заполнение и опорожнение каналов), а также работа системы на основных и переходных режимах. Анализировались особенности запуска инжектора и лопастного насоса в процессе заполнения рабочей жидкостью каналов системы при ее пуске. Отмечена положительная роль инжектора в повышении кавитационной стойкости и работоспособности системы: при использовании инжектора давление перед входом в лопастной насос повышается, а расход из бака 2 уменьшается, что является важным при запуске системы с минимальным объемом газовой полости бака. Кроме того, использование инжектора позволяет снизить ударные нагрузки (резкое повышение давления жидкости) в гидравлической системе привода при запуске электродвигателя.

На рис. 2 и 3 представлены данные экспериментов (штриховые линии) и результаты расчетов (сплошные линии). Так, на рис. 2, а представлены кривые, характеризующие изменение избыточного давления газа в газовой полости основного бака 2 (см. рис. 1) при условии, что постоянный наддув бака отсутствует. Здесь на кривых (в процентах) указан начальный объем газа в изолированной от внешней среды газовой полости бака с начальным избыточным давлением газа $p_{г.б} = 0,5$ МПа.

На рис. 2, б показано изменение абсолютного давления $p_{н.вх}$ жидкости перед входом в лопастной насос 4 (см. рис. 1) в разные моменты времени при условии, что инжектор при заполнении каналов жидкостью не включался. Здесь моменты времени запуска лопастного насоса отмечены буквой "н". Начальное абсолютное давление газа в газовой полости основного бака: $p_{г.б} = 0,2$ МПа.

На рис. 3 для сравнения приведены результаты исследования процессов заполнения каналов жидкостью, но уже при запуске инжектора: на рис. 3, а показано изменение абсолютного давления $p_{и.вх}$ перед входом в инжектор, на рис. 3, б — изменение абсолютного давления жидкости $p_{н.вх}$ перед входом в лопастной насос (на выходе из инжектора). Данные приведены в разные моменты времени запуска лопастного насоса (отмечены буквой "н") и инжектора (отмечены буквой "и").

Кривые на рис. 2, б и 3, б приведены для сравнения. Они показывают изменение давления жидкости в одной и той же точке канала — на входе в лопастной насос.

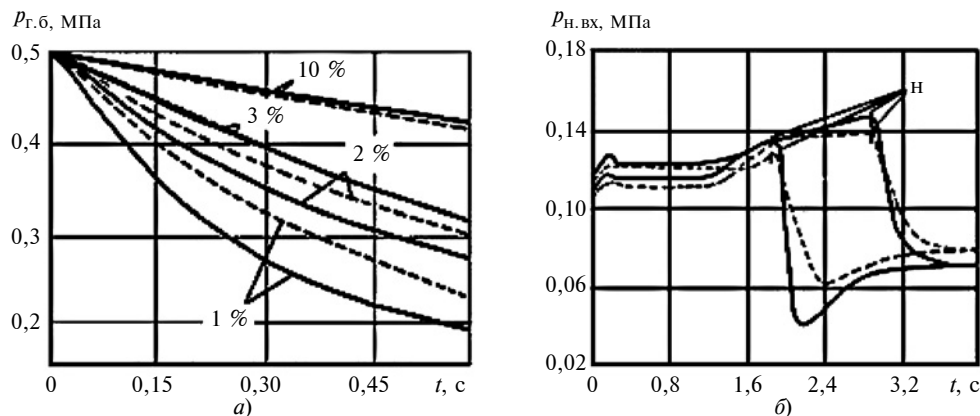


Рис. 2. Запуск АГС без инжектора:

а — изменение давления газа в газовой полости бака; *б* — изменение давления жидкости на входе в лопастной насос

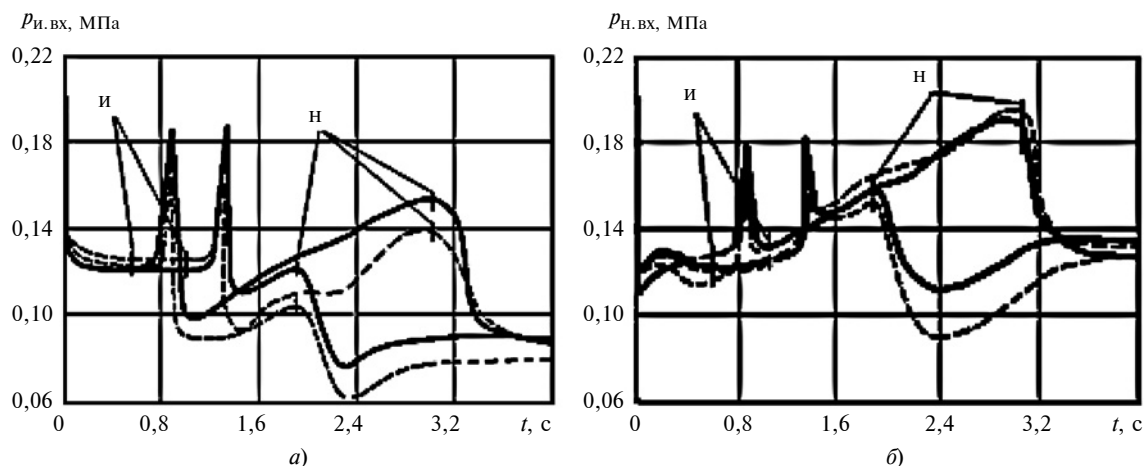


Рис. 3. Запуск АГС с инжектором:

а — изменение давления жидкости на входе в инжектор; *б* — изменение давления жидкости на входе в лопастной насос

Результаты исследования показали удовлетворительную для практики точность (до 20 %) компьютерного моделирования динамических режимов процессов запуска ампулизированной гидравлической системы и адекватность обобщенного моделирования исследуемых процессов реальным условиям.

Компьютерное моделирование электрогидравлического привода

Описанный выше метод расчета динамических режимов работы электрогидромеханических систем с подвижными границами жидких сред применялся в компьютерных исследованиях экономичности объемного электрогидравлического силового привода при его регулировании и на режимах его работы с перегрузками. Решалась задача повышения экономичности привода на основе принципа *энергосбережения (утилизации) и возвращения* в привод части передаваемой им энергии, которая обычно теряется (диссипируется) при дроссельном регулировании системы с ее частичным опорожнени-

ем, а также на режимах ее работы с перегрузками при открытии переливных и предохранительных клапанов. Исследовалась экономическая эффективность энергосберегающего метода замены клапана 2 и регулируемого дросселя 3 (рис. 4, *а*) на дополнительный подкачивающий лопастной насос 5 и инжектор 6 (рис. 4, *б*) с системой регулирования 7 площади проходного сечения сопла указанного инжектора, а также на дополнительный нерегулируемый объемный гидромотор 8 (см. рис. 4, *б*). Инжектор 6 и гидромотор 8 установлены в канале, параллельном каналу основного двигателя 4 (см. рис. 4, *а*).

Включение инжектора осуществлялось как автоматически (при увеличении давления, обусловленном перегрузками), так и по сигналам системы 7 (см. рис. 4, *б*) управления инжектором.

На рис. 5 и 6 приведены результаты компьютерного моделирования процессов запуска и энергосберегающего регулирования электрогидроприводной системы, схема которой отражена на рис. 4, *б*. Так, на рис. 5, *а* приведена картина компьютерного моделирования процесса регулирования приво-

да путем изменения диаметра D сопла инжектора (кривая 4 на рис. 5, а). Здесь же показана картина изменения частоты n вращения валов: привода основного гидронасоса (кривая 1), привода основного гидромотора (кривая 2) и привода дополнительного гидромотора (кривая 3) в процессе регулирования системы. На рис. 5, б показано изменение величины крутильных колебаний силовых валов системы в процессе ее регулирования: основного гидронасоса (кривая 1), основного гидромотора (кривая 2) и дополнительного гидромотора (кривая 3).

Здесь на основной и дополнительный гидромоторы действует лопастная нагрузка. Хорошо видно, что с увеличением нагрузки растет и амплитуда крутильных колебаний силовых валов привода.

На рис. 6, а показано изменение силы I электрических токов i_α, i_β в обмотке статора (кривые 1 и 2, соответственно), а также изменение электромагнитного момента $M_{эм}$, развиваемого ЭД при его запуске, — кривая 3. На рис. 6, б показано возрастание частоты n вращения вала ЭД при его запуске (кривая 1). Здесь же показано влияние каждого

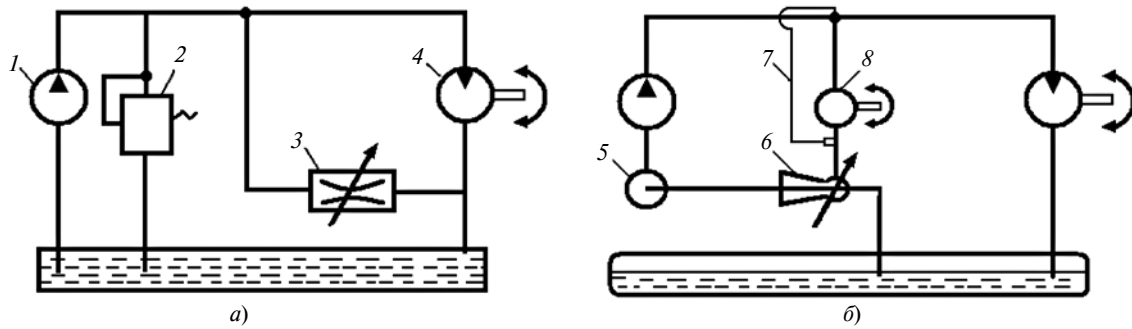


Рис. 4. Регулируемый объемный гидропривод:

а — с регулируемым гидравлическим дросселем и переливным клапаном; б — энергосберегающий регулируемый гидравлический привод

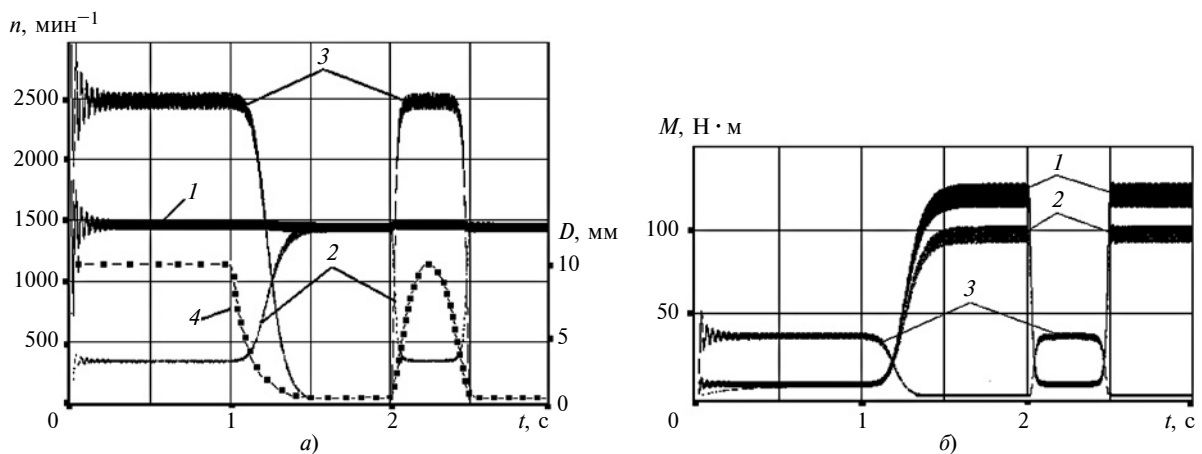


Рис. 5. Результаты компьютерного моделирования энергосберегающего регулируемого электрогидропривода

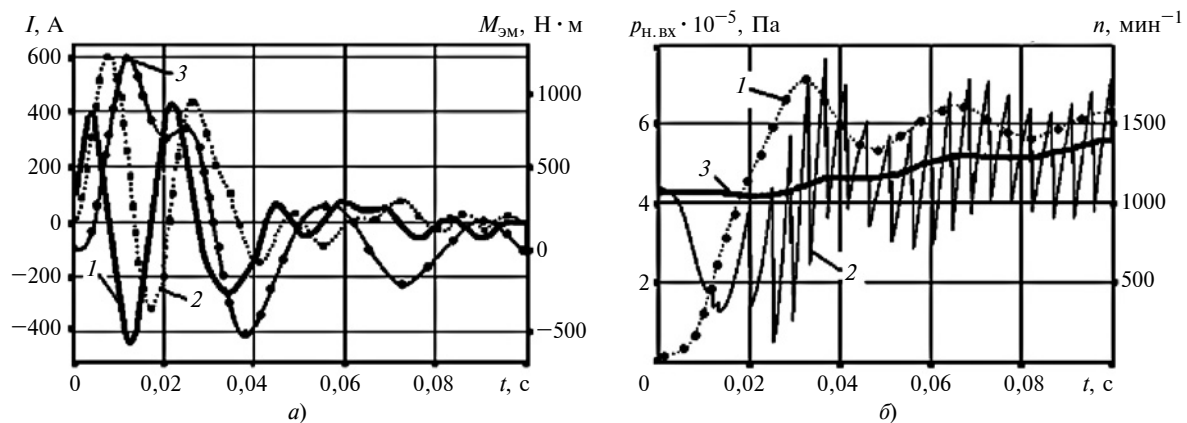


Рис. 6. Динамика изменения основных характеристик энергосберегающего регулируемого электрогидропривода при его запуске

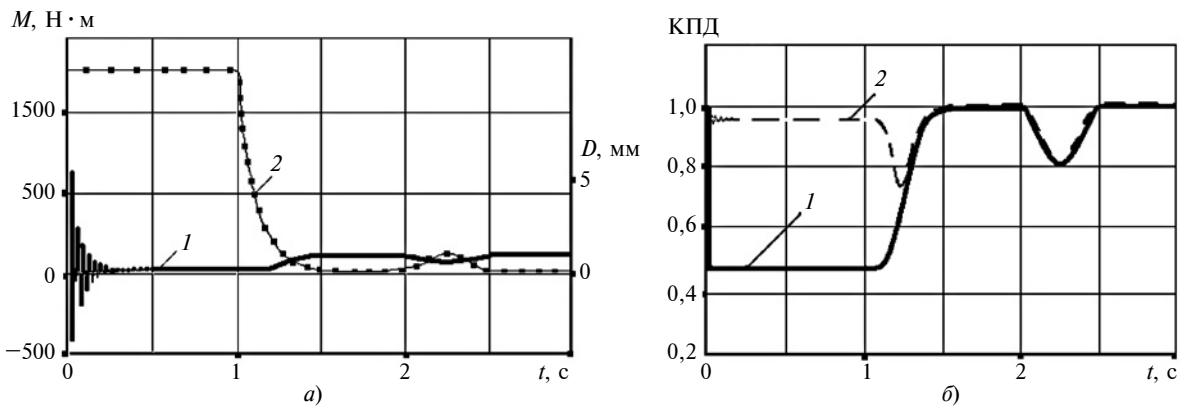


Рис. 7. Динамика изменения основных эксплуатационных параметров энергосберегающего регулирования электрогидропривода с помощью инжектора

поршня объемного гидронасоса на изменение давления $p_{\text{он.вх}}$ перед входом в объемный насос: линия 2 — с учетом влияния каждого поршня; линия 3 — без учета влияния.

На рис. 7, а показано изменение электромагнитного момента на валу асинхронного ЭД (кривая 1), вызванное изменением диаметра сопла инжектора (кривая 2) при регулировании привода. Изменение КПД привода показано на рис. 7, б: кривая 1 характеризует КПД привода без учета утилизации энергии, полученной в дополнительном гидромоторе, установленном вместо дросселя, а кривая 2 — с учетом утилизации этой энергии.

Заключение

Как показали результаты технических и компьютерных экспериментов, созданный метод позволяет с приемлемой для практики точностью ($15 \div 20\%$), рассчитывать динамические режимы работы электрогидромеханических систем с подвижными границами рабочих жидких сред. Применение этого метода может расширить область исследования динамических режимов работы топливных систем и гидросистем силового электрогидравлического привода ЛА на основе компьютерного моделирования, а также виртуальных компьютерных испытаний.

Учитывая сложность исследуемых здесь динамических режимов совместной работы электрогидропривода с гидравлическими системами, особенно на режимах опорожнения и заполнения гидравлических каналов этих систем при их запуске, регулировании и перегрузках, и принимая во внимание современный уровень знаний о действительных характеристиках этих процессов, авторы считают, что этот метод может быть полезным лишь для получения обобщенных выводов об особенностях совместной работы исследуемых систем.

Метод может быть применен также при моделировании совместной работы электрических и

гидравлических машин и оборудования на этапе их проектирования. Его можно использовать для прогноза динамических эксплуатационных свойств электрогидравлического привода. Наряду с этим данный метод может найти применение в системах автоматизированного проектирования (САПР) гидравлических систем электрогидроприводов теплоэнергетических установок авиационной и ракетно-космической техники, а также транспортных, строительных, сельскохозяйственных и армейских машин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кулага Е. С. Ампулизация стратегической ракеты УР-100 // Научно-технические разработки ОКБ-23 — КБ "Салют": сб. статей. М.: Воздушный транспорт, 2006. С. 49—60.
2. Цуриков Ю. А. Гидропривод в составе замкнутого контура регулирования и методы его коррекции // Научно-технические разработки ОКБ-23 — КБ "Салют": сб. статей. М.: Воздушный транспорт, 2006. С. 145—171.
3. Озерский А. И., Полухин Д. А., Сизонов В. С. Исследование одномерных движений жидких сред с контактными разрывами в магистралях, содержащих насосы // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1979. № 2. С. 143—150.
4. Овсянников Б. В., Боровский Б. И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1971. 540 с.
5. Озерский А. И., Бабенков Ю. И., Шошашивили М. Э. Перспективные направления развития силового гидравлического привода. // Изв. вузов. Северо-Кавказский регион. Сер. Технические науки. 2008. № 6. С. 55—61.
6. Озерский А. И. Применение подхода Лагранжа к решению задач динамики гидравлических систем гидроприводных и теплоэнергетических установок // Вестник ДГТУ. Т. 10. № 6 (49). 2010. С. 914—925.
7. Озерский А. И., Шошашивили М. Э. Метод расчета динамических режимов работы электрогидропривода с ампулизированной гидравлической системой // Изв. вузов. Северо-Кавказский регион. Сер. Технические науки. 2014. № 1. С. 52—60.
8. Озерский А. И. Моделирование динамических режимов работы гидроприводных систем с тепловыми и

М. М. ЕРМОЛАЕВ, канд. техн. наук, М. Н. ЗАХАРОВ, д-р техн. наук,
Ю. В. СИНИЦЫНА (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
e-mail: J.Sinitcyna@gmail.com

Экспериментальная проверка методик расчета распределения сил в планетарно-цевочных редукторах¹

Рассмотрены разные модели для расчета сил в местах контакта сателлита с цевками планетарно-цевочной передачи (ПЦП). Приведены распределения сил по цевкам для каждой модели и выполнен эксперимент для проверки достоверности аналитических зависимостей для разных моделей. Проанализирована применимость этих моделей для расчета ПЦП.

Ключевые слова: планетарно-цевочный редуктор, распределение нагрузки, эксперимент.

Various models are considered for calculating the forces at the areas of contact of the satellite with the pinion gears of the planetary pinion gear (PPG). The distributions of forces along the pins for each model are given and an experiment is performed to check the reliability of the analytical dependences for different models. The applicability of these models for calculating the PPG is analyzed.

Keywords: planetary pinion gearbox, load distribution, experiment.

Планетарно-цевочные передачи нашли широкое применение в конструкциях промышленных роботов, металлообрабатывающих станков с ЧПУ и других машинах, где требуется сочетание высокой нагрузочной способности, жесткости и точности наряду с небольшой массой и компактностью привода. Эти свойства планетарно-цевочных передач обусловлены многопарностью зацепления: теоретически при идеальной точности изготовления мо-

мент на выходной вал передается половиной от общего числа цевков, что позволяет достичь максимального отношения вращающего момента на выходном валу к массе редуктора [1].

Спецификой многопарности является высокая степень статической неопределимости конструкции, что делает ее чувствительной к погрешностям изготовления и существенно затрудняет оценку распределения нагрузки по элементам передачи. В зависимости от допущений, принятых при составлении математической модели передачи, расчетчик может получить различные значения максимальной нагрузки, действу-

ющей со стороны цевков на сателлит, и, соответственно, различные оценки контактных напряжений. При этом ошибка в 10 % при оценке максимальной силы, действующей на сателлит, может согласно формуле Герца привести к ошибке более чем на 20 % при определении контактного напряжения и ошибке (из-за асимптотического характера кривой усталости) при оценке ресурса передачи в 3 раза. Таким образом, актуальность приобретает вопрос об экспериментальной проверке существующих моделей планетарно-цевочной передачи с целью оценки достоверности результатов расчетов с их использованием и выбором наиболее адекватной модели.

В таблице приведены расчетные схемы существующих моделей расчета планетарно-цевочных передач и результаты расчета сил, действующих на сателлит в зависимости от угла Ψ поворота эксцентрикового вала, согласно этим моделям.

Наибольшее распространение получила I модель (см. таблицу), предложенная В. М. Шанниковым, В. М. Кудрявцевым, М. Леманом. В рамках данной модели [2–5] планетарно-цевочная передача рассматривается как плоский механизм, в котором все детали являются абсолютно жесткими, кроме мест контакта сателлита с цевками. Упругие смещения в местах контакта дают возможность обойме поворачиваться на некоторый угол θ относительно

¹ Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-38-90252.

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

электрическими источниками энергии // Изв. вузов. Северо-Кавказский регион. Сер. Технические науки. 2013. № 5 (174). С. 37–43.

9. **Ozerskiy A. I., Shoshiahvili M. E.** Simulation of Elektro-Hydraulic Drive with Ampulized Hydraulic System // Works of the international Scientific and technical conference "Computer Modeling and Simulation", 2 — on July, 4th, 2014. St.-Petersburg: Publishing house Polytechnical University 2014. P. 68–71.

10. **Ключев В. И.** Теория электропривода: учебник для вузов. М.: Энергоатомиздат, 1985. 560 с.

11. **Машиностроительный** гидропривод / Под ред. В. Н. Прокофьева М.: Машиностроение, 1978. 495 с.

12. **Целигоров Н. А., Целигорова Е. Н.** Исследование робастной абсолютной устойчивости системы стабилизации летательного аппарата // 14-я Междунар. конф. "Авиация и космонавтика — 2015". 16–20 ноября 2015 г.: сб. тезисов докладов. М.: МАИ, 2015. С. 215–217.

13. **Новиков Е. А., Шорников Ю. В.** Численное моделирование гибридных систем. Новосибирск: Изд-во гос. техн. ун-та, 2012. 338 с.

своего ненагруженного положения, что позволяет выразить все силы, действующие со стороны цевок на сателлит, через одну неизвестную (θ), которая находится из условий равновесия.

Расчетная схема модели I приведена в таблице. Существенным преимуществом модели является возможность аналитического выражения зависимости силы F_i , действующей со стороны i -й цевки, от номера i цевки:

$$F_i = \frac{T z_p}{4e z_c} \frac{\sin(z_c t_i)}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos(z_c t_i)}}, (1)$$

где T — вращающий момент, приложенный к обойме, e — эксцентриситет передачи, z_p — число цевок ($i = 0, \dots, z_p - 1$), $z_c = z_p - 1$ — число зубьев сателлита, $\lambda = 2ez_p/a_p$ — коэффициент укорочения эпициклоиды, a_p — делительный диаметр обоймы.

Распределение сил, согласно соотношению (1), представлено в таблице. Максимальная сила, действующая на сателлит, согласно данной модели реализуется в окрестности цевки, находящейся напротив полюса зацепления (точка пересечения всех сил, действующих со стороны цевок). Однако эта модель не учитывает погрешность изготовления передачи, трение и нелинейный характер взаимосвязи между упругим смещением и силой, действующей со стороны цевки на сателлит.

Следующая модель II, которую использовали С. В. Тьюб, Т. М. Бобак и А. В. Чиркин [6, 7], предполагает, что податливыми являются места контакта сателлита с цевками, пальцами, роликами подшипников, а также сам сателлит. Расчет распределения нагрузок проводится методом конечных элементов в трехмерной (С. В. Тьюб, Т. М. Бобак) или плосконапряженной (А. В. Чиркин) формулировке.

Несмотря на возможность учета большинства факторов, влияющих на распределение нагрузки

в передаче, существенным недостатком данной модели является ее вычислительная сложность. Большая длительность одной итерации расчета передачи не позволяет, в частности, учесть влияние разброса конструктивных параметров передачи (например, отклонений размеров деталей в пределах полей их допусков).

Модель III (см. таблицу) предложена авторами работы [8]. В рамках данной модели планетарно-цевочная передача рассматривается как плоский меха-

низм; сателлит, обойма и механизм параллельных кривошипов полагаются жесткими, а места контакта между ними — податливыми. Подшипники передачи также считаются податливыми. В таком случае передача представляет собой систему, состояние которой описывается четырьмя перемещениями (перемещения центра сателлита вдоль осей координат, поворот сателлита и поворот обоймы), через которые можно выразить все силы в передаче. Сами перемещения, как и в

Модели расчета планетарно-цевочной передачи

Номер модели	Расчетная схема	Результаты расчета
I		
II		
III		

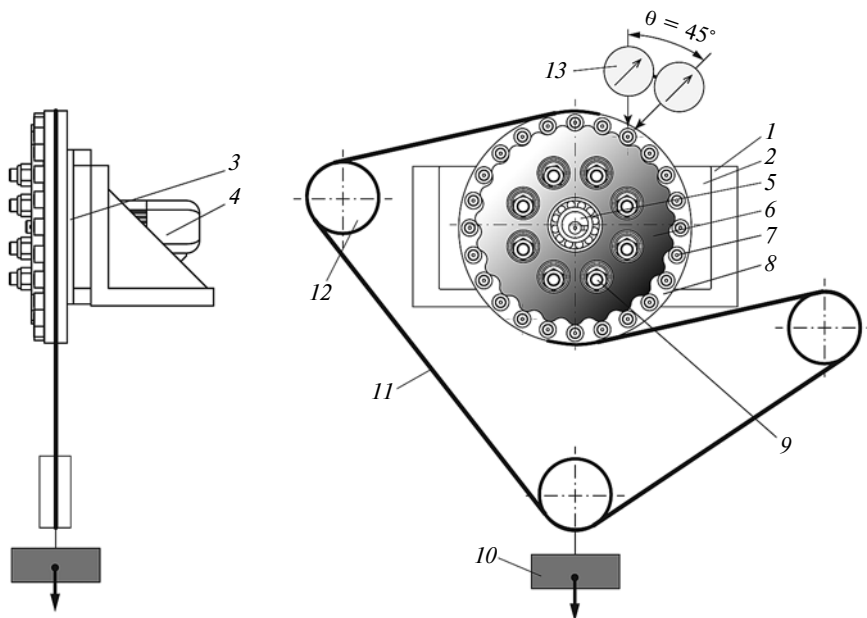


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

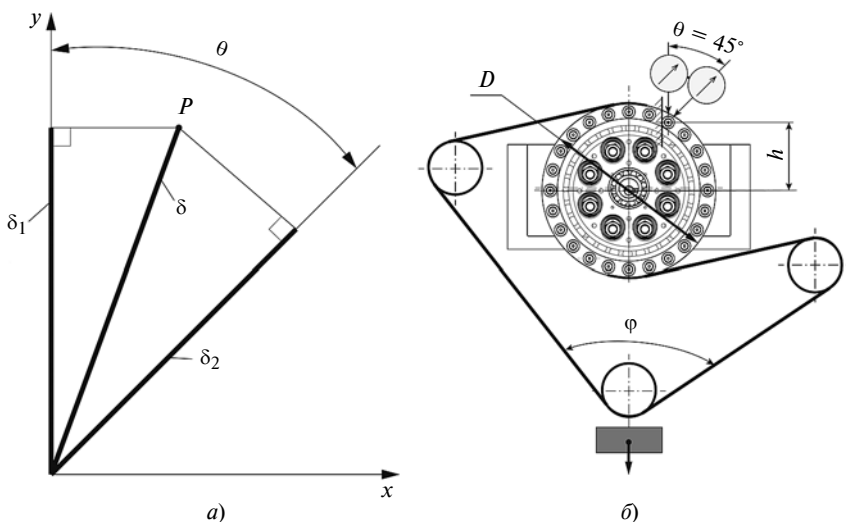


Рис. 2. Схема измерения перемещения (а) и тарировочной установки (б)

модели I, определяются из условий равновесия сателлита и обоймы. Какие из цевок и пальцев в данный момент участвуют в передаче нагрузки (касаются сателлита) определяется итерационно. Расчетная схема модели III представлена в таблице.

Распределение сил, действующих на сателлит согласно этой модели, также представленное в таблице, является более равномерным, чем согласно предыдущим моделям. Максимальная сила смещена относительно полюса в сторону, противоположную

действию внешнего момента. Данная модель удобна для оценки влияния погрешностей изготовления элементов передачи на ее технические характеристики, так как позволяет быстро оценить распределение нагрузки при различных сочетаниях отклонений ее размеров. При этом модель не позволяет оценить распределение нагрузки между сателлитами, обусловленное их перекосом, а также перекосом обоймы и изгибом эксцентриковых валов.

Для исследования изменения силы, действующей на цевку пла-

нетарно-цевочной передачи при разных положениях эксцентрикового вала, была спроектирована и изготовлена экспериментальная установка (рис. 1), представляющая собой планетарно-цевочную передачу типа КНВ с одним сателлитом. Установка смонтирована на двух кронштейнах 1, к которым прикреплена пластина 2 с корпусом редуктора 3. К корпусу прикреплен электродвигатель 4. На валу электродвигателя на эксцентриковой втулке 5 установлен сателлит 6, зацепляющийся с цевками 7, установленными в обойме 8. Обойма опирается на подшипник обоймы и является выходным валом передачи. Механизм параллельных кривошипов образован пальцами 9. Для исключения трения скольжения пальцы 9 опираются на конические подшипники, а цевки 7 представляют собой опорные ролики — игольчатые подшипники с толстыми наружными кольцами, способные воспринимать сосредоточенную радиальную силу. Нагружение установки производится грузами 10, натягивающими трос 11 через систему блоков 12, которая обеспечивает приложение к обойме чистого вращающего момента (при отсутствии радиальной силы).

Индикаторы 13 часового типа позволяют оценить радиальное смещение цевки, которое вследствие податливости опорного ролика пропорционально радиальной силе, действующей на цевку. Для того чтобы определить абсолютное значение силы, которая может менять свое направление в процессе измерения, используются два индикатора, установленные под углом $\theta = 45^\circ$.

Рассмотрим соотношение между показаниями индикаторов и абсолютным перемещением цевки (наружного кольца опорного ролика). Схема измерения перемещения приведена на рис. 2, а. Обозначив через δ_1 и δ_2 показания индикаторов часового типа, определим координаты точки P, соответствующей фактическому

положению центра смещенной цевки:

$$x_p = \delta_2 \sin \theta - \frac{\delta_1 - \delta_2 \cos \theta}{\sin \theta} \cos \theta;$$

$$y_p = \delta_1,$$

откуда абсолютное перемещение цевки

$$\delta = \sqrt{x_p^2 + y_p^2} = \frac{\sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 - 2\delta_1\delta_2 \cos \theta}}{\sin \theta}. \quad (2)$$

Для выражения силы F_p , действующей на цевку, через ее перемещение δ , была проведена тарировка (рис. 2, б): сателлит был снят с установки, а к корпусу крепился рычаг, на который опиралась одна цевка обоймы. Поскольку в таком случае система становилась статически определимой, силу F_p , действующую на цевку, можно легко выразить через вращающий момент T , приложенный к обойме: $F_p = T/h$, где $h = 104$ мм — плечо рычага (см. рис. 2, б).

Взаимосвязь между массой m подвешенных грузов l_0 и вращающим моментом T , приложенным к обойме, определяется из условия равновесия обоймы:

$$T = \frac{mgD}{2 \cos(\varphi/2)}, \quad (3)$$

где g — ускорение свободного падения, $D = 265$ мм — наружный диаметр обоймы, $\varphi = 90^\circ$ — угол между ветвями троса (см. рис. 2).

Результаты тарировки приведены на рис. 3. В процессе тарировки была установлена граница чувствительности измерения силы в 240 Н, обусловленная люфтом цевки (наружного кольца опорного ролика).

Эксперимент проводили в такой последовательности. Эксцентриковый вал фиксировали в определенном положении, которое считалось нулевым. Затем на установку подвешивали груз, соответствующий выбранному моменту на обойме, согласно формуле (3). Далее эксцентриковый вал последовательно фиксировал-

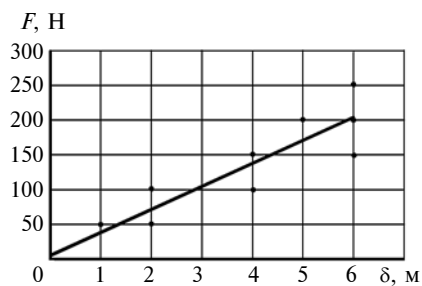


Рис. 3. Тарировочный график (точки) и его аппроксимация (линия)

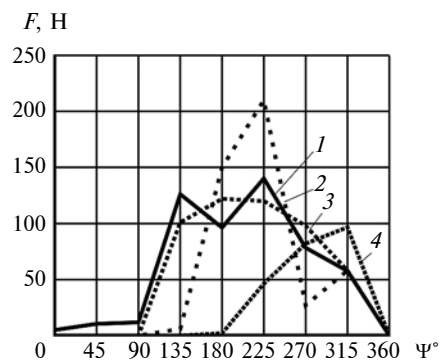


Рис. 4. Зависимости силы в цевке от угла ψ поворота эксцентрикового вала:

1 — экспериментальная зависимость; 2 — модель II; 3 — модель III; 4 — модель I

ся в восьми различных положениях с шагом 45° . В каждом положении оценивалось перемещение цевки по двум осям. Далее опыт повторяли без внешней нагрузки, что позволяло оценить перемещения цевки, вызванные погрешностью изготовления сателлита. После поправки результатов эксперимента под нагрузкой на величину отклонений профиля сателлита определяли абсолютное смещение по формуле (2) и фактическую силу, действующую на цевку, по тарировочному графику.

Результаты эксперимента приведены на рис. 4. Кривая 1 соответствует измеренным силам в цевках при моменте на обойме $T = 48$ Н·м. Кривые 2—5 соответствуют результатам расчета по моделям, описанным выше (см. таблицу).

Как видно из рис. 4, максимально нагруженная цевка находится на оси, расположенной под углом 135° к эксцентрисите-

ту. Это соответствует результатам расчета по всем моделям, кроме модели I. Фактическая максимальная сила, действующая на сателлит, на 30 % больше ее оценки по модели I, что не идет в запас прочности конструкции. При этом модель III дает достаточно точную оценку максимальной силы (погрешность не более 10 %), модель II дает значение максимальной силы примерно в 2 раза больше, однако на это может влиять жесткость подшипника, которая отличалась в этой модели в 3 раза. Таким образом, модель II с корректировкой жесткости подшипника и модель III дают достоверные результаты для расчета планетарно-цевочных передач, а результаты расчета по модели I следует использовать с коэффициентом запаса не менее 1,3.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Синицына Ю. В. Влияние кинематики мотор-редуктора на удельный момент // Евразийское Научное Объединение. 2017. Т. 1. № 10. С. 56—58.
2. Шанников В. М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением. Л.: Машгиз, 1948. 173 с.
3. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. Л.: Машиностроение, 1966. 308 с.
4. Сигов И. В. Исследование планетарно-цевочного редуктора. Передачи в машиностроении. М.: Машгиз, 1951. С. 44—58.
5. Киреев С. О., Ковалев В. Н. Структура, кинематика и геометрия планетарных передач с внецентроидным цевочным зацеплением. Новочеркасск: НГТУ, 1995. 98 с.
6. Чиркин А. В. Метод расчета нагрузочной способности планетарно-цевочных передач с пластиковыми сателлитами: Дис. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2019. Машинопись.
7. Thube S. V., Bobak T. R. Dynamic analysis of a cycloidal gearbox using finite element method // AGMA Technical Paper. 2012. С. 1—13.
8. Синицына Ю. В., Ермолаев М. М. Исследование влияния податливости подшипника на работу планетарно-цевочной передачи // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2020. № 4. С. 15—22.

Д. А. ДУБОВИК, д-р техн. наук (Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, Республика Беларусь, г. Минск), e-mail: ddoubovik@oim.by

Эффективность ходовой системы колесной машины

Предложен метод количественной оценки эффективности ходовой системы колесных машин для общего случая криволинейного движения. Получено выражение для расчета КПД ходовой системы колесной машины, учитывающее параметры силового и рулевого приводов колес. Приведены результаты оценки эффективности ходовой системы внедорожной машины с колесной формулой 8×8 и двумя передними управляемыми мостами.

Ключевые слова: колесная машина, ходовая система, силовой привод, ведущие колеса, рулевое управление, эффективность, КПД.

A method for quantitative assessment of the effectiveness of the running system of wheeled vehicles for the general case of curvilinear motion is proposed. An expression is obtained for calculating the coefficient of efficiency of the running system of a wheeled vehicle, taking into account the parameters of the power and steering wheel drives. The results of evaluating the effectiveness of the running system of an off-road vehicle with a wheel arrangement of 8×8 and two front steerable axles are presented.

Keywords: wheeled vehicle, running system, power drive, drive wheels, steering control, effectiveness, coefficient of efficiency.

Важнейшей технической системой колесных машин, обеспечивающей их взаимодействие с опорной поверхностью и использование по назначению, является ходовая система [1]. Технический уровень ходовой системы во многом определяет уровень реализации тягово-скоростных свойств и управляемости колесной машины, а, соответственно, одну из ключевых составляющих ее конкурентоспособности — производительность [2, 3].

Для количественной оценки ходовых систем колесных машин широкое применение получил КПД ходовой системы [4], характеризующий эффективность технических систем в отношении преобразования или передачи энергии, который определяется отношением полезно использованной энергии к суммарному количеству энергии, полученной системой [5].

Известные из научно-технической литературы методы определения эффективности ходовой системы колесных машин основаны на расчете и анализе численных значений ее КПД для случая прямолинейного движения [6, 7]. Они не учитывают отклонение действительной траектории движения колесной машины от требуемого направления пе-

редвижения грузов и/или пассажиров, задаваемого водителем поворотом рулевого колеса, и вызываемые этим отклонением потери энергии, возникающие при криволинейном движении [8, 9].

При этом следует отметить, что колесные машины практически все время движутся по криволинейным траекториям. Это объясняется не только тем, что очень мало абсолютно прямолинейных участков дорог, к которым в теории колесных машин принято относить участки с радиусом кривизны более $500 \div 1000$ м [10], но главное тем, что машине приходится поворачивать с одной дороги или улицы на другую, сторониться и объезжать препятствия по направлению движения, маневрировать в местах погрузки и разгрузки. С другой стороны, на машину почти всегда действуют боковые силы, которые изменяют или стремятся изменить траекторию движения, а водителю приходится ее корректировать.

Необходимость движения по криволинейным траекториям и дальнейшего увеличения производительности колесных машин обуславливает актуальность развития методов оценки эффективности и проектирования энергосберегающих ходовых систем. Цель настоящей статьи — разработка метода количественной оценки эффективности ходовой системы колесных машин для общего случая криволинейного движения.

Метод оценки эффективности ходовой системы колесных машин

Приведем исходные положения, послужившие основой для разработки нового метода оценки эффективности ходовой системы колесных машин.

Во-первых, в связи с тем, что движение колесных машин осуществляется посредством реализации ведущими колесами касательных сил тяги, для разработки количественного показателя для оценки эффективности колесных машин обратимся к понятию "работа силы". Согласно словарю [5, с. 1100] работа силы есть "мера действия силы, зависящая от численной величины и направления силы P и от перемещения s точки ее приложения. Если сила P численно и по направлению постоянна, а перемещение прямолинейно, то работа

$$A = Pscos\alpha,$$

где α — угол между направлениями силы P и перемещения s (рис. 1).

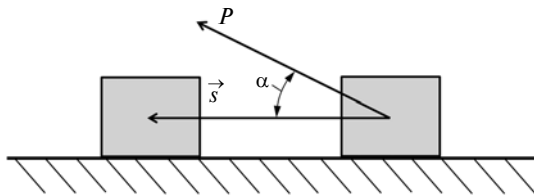


Рис. 1. Схема к определению понятия "работа силы"

Таким образом, из понятия "работа силы" следует, что работа касательной силы тяги ведущего колеса зависит не только от численной величины, но и от направления действия касательной силы тяги.

Рассмотрим результаты анализа характерных режимов эксплуатации колесных машин в наиболее вероятных условиях.

Из статистических данных, приведенных в работе [10], следует, что на наиболее вероятных для эксплуатации многоприводных колесных машин грунтовых дорогах от 65 до 75 % времени движение осуществляется по траекториям с радиусами кривизны менее 300÷400 м и средними скоростями порядка 4,1÷5,6 м/с. На городских перекрестках, отдельных грунтовых дорогах и местности скорость движения колесных машин снижается до 2,2÷2,8 м/с, а радиусы поворота — до 20÷25 м. В закрытых помещениях и при разворотах на ограниченных площадках скорость снижается до 0,5÷1,4 м/с, а радиусы поворота — до минимально возможных по конструктивным и компоновочным возможностям, т. е. до единиц метров у двухосных колесных машин с короткой базой и 10÷15 м у колесных машин с тремя и большим числом мостов.

Таким образом, одной из основных характерных особенностей эксплуатации колесных машин является управляемое водителем движение в общем случае практически все время по криволинейным траекториям. Как известно [11], при криволинейном движении колесной машины траектории качения ее колес с эластичными шинами отклоняются от плоскостей колес на соответствующие углы. Угол отклонения траектории качения эластичного колеса от плоскости колеса, вызываемый также несовершенством рулевого привода из-за жесткости звеньев рулевой трапеции [12], называется углом δ бокового увода [13]. В реальных эксплуатационных условиях колесных машин углы бокового увода могут составлять 0,122÷0,14 рад, а в некоторых случаях даже 0,175÷0,209 рад [10]. Следовательно, направления действия касательных сил тяги ведущих колес практически всегда не совпадают с траекторией их перемещения, и количественный показатель для оценки эффективности ходовых систем колесных машин должен это учитывать [14].

Исходя из указанных предположений, в настоящей работе автор предлагает метод количественной оценки эффективности ходовой системы колесных машин, основанный на принятии в качестве полезно использованной энергии при определении КПД ходовой системы части суммарного количества энергии, которая расходуется на осуществление движения колесной машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса.

Таким образом, для количественной оценки эффективности ходовой системы колесных машин примем *КПД ходовой системы*, который определяется отношением энергии, использованной системой привода ведущих колес на передвижение колесной машины в задаваемом водителем направлении, к суммарному количеству энергии, переданной системе привода ведущих колес.

В соответствии с данным определением выражение для определения КПД ходовой системы колесных машин представляется отношением соответствующих мощностей:

$$\eta_{rsa} = N_{ka}/N_k. \quad (1)$$

В формуле (1) N_{ka} — мощность, расходуемая ходовой системой на осуществление движения колесной машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса; N_k — мощность, переданная ходовой системе.

Выражая мощности N_{ka} и N_k через соответствующие мощности, израсходованные и переданные ведущим колесам, получаем выражение для расчета КПД ходовой системы в следующем виде:

$$\eta_{rsa} = \frac{\sum_{i=1}^n (N_{kair} + N_{kail})}{\sum_{i=1}^n (N_{kir} + N_{kil})}, \quad (2)$$

где N_{kair} и N_{kail} — мощности, расходуемые соответственно правым и левым колесами i -го моста на осуществление движения колесной машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса; N_{kir} и N_{kil} — мощности, переданные соответственно к правому и левому колесам i -го ведущего моста; n — число ведущих мостов колесной машины.

Выражая мощности в уравнении (2) через произведение касательных сил тяги на скорости движения колес [15], получаем равенство, непосредственно связывающее КПД η_{rsa} ходовой системы со значениями касательных сил тяги P_{kir} и P_{kil} ведущих колес:

$$\eta_{rsa} = \frac{\sum_{i=1}^n (P_{kair}v_{air} + P_{kail}v_{ail})}{\sum_{i=1}^n (P_{kir}v_{vir} + P_{kil}v_{vil})}, \quad (3)$$

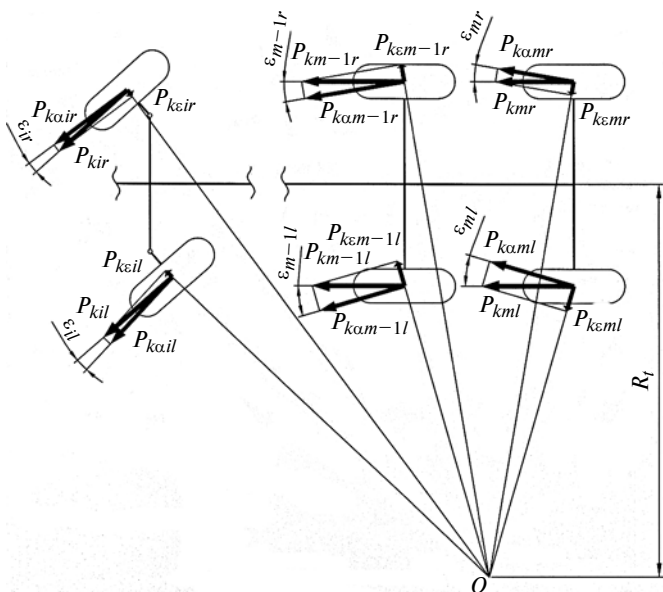


Рис. 2. Расчетная схема ходовой системы колесной машины с произвольным числом мостов

где P_{kair} и P_{kail} — составляющие касательных сил тяги P_{kir} и P_{kil} , реализуемые соответственно правым (нижний индекс r) и левым (нижний индекс l) ведущими колесами i -го моста в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса; v_{air} и v_{ail} — скорости движения соответственно правого и левого ведущих колес i -го моста в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса; v_{vir} и v_{vil} — скорости движения соответственно правого и левого ведущих колес i -го моста, определяемые конструкцией колесной машины.

Для определения составляющих P_{kair} и P_{kail} касательных сил тяги P_{kir} и P_{kil} составим расчетную схему (рис. 2) ходовой системы колесной машины с произвольным числом m мостов. Из рис. 2 следует, что составляющие P_{kair} и P_{kail} связаны с реализуемыми в плоскости вращения ведущих колес касательными силами тяги P_{kir} и P_{kil} теоремой Пифагора. Следовательно, составляющие P_{kair} и P_{kail} определяются выражениями:

$$P_{kair} = \sqrt{P_{kir}^2 - P_{keir}^2} = P_{kir} \cos \varepsilon_{ir}; \quad (4)$$

$$P_{kail} = \sqrt{P_{kil}^2 - P_{keil}^2} = P_{kil} \cos \varepsilon_{il}, \quad (5)$$

где P_{keir} и P_{keil} — составляющие касательных сил тяги P_{kir} и P_{kil} соответственно правого и левого ведущих колес i -го моста, перпендикулярные составляющим P_{kair} и P_{kail} касательных сил тяги, реализуемым в задаваемом водителем направлении; ε_{ir} и ε_{il} — углы между действительной траекторией движения соответственно правого и левого ведущих

колес i -го моста и направлением их движения, задаваемым водителем поворотом рулевого колеса.

Углы ε_{ir} и ε_{il} между действительной траекторией качения соответственно правого и левого колес i -го моста и направлением их движения, задаваемым водителем поворотом рулевого колеса, выразим через разность углов поворота управляемых колес:

$$\varepsilon_{ir} = \alpha_{air} - \alpha_{ir}; \quad \varepsilon_{il} = \alpha_{ail} - \alpha_{il},$$

где α_{air} и α_{ail} — углы между направлениями движения соответственно правого и левого колес i -го моста, задаваемыми водителем поворотом рулевого колеса, и продольной осью колесной машины; α_{ir} и α_{il} — действительные углы поворота соответственно правого и левого колес i -го моста.

Для определения скоростей v_{air} и v_{ail} рассмотрим схему криволинейного движения ведущего колеса в составе ходовой системы колесной машины (рис. 3). На схеме использованы следующие обозначения: v_o — скорость движения колеса, определяемая конструкцией колесной машины; v и v_α — действительная и требуемая (задаваемая водителем) скорости движения ведущего колеса; α — угол поворота колеса; δ — угол увода колеса; α_α — угол между скоростью v_α и продольной осью машины; O и O_r — кинематический центр поворота и мгновенный центр вращения машины [10].

Из схемы криволинейного движения ведущего колеса следует, что скорость v_α является составляющей действительной скорости v и определяется зависимостью:

$$v_\alpha = v \cos(\alpha_\alpha - \alpha + \delta). \quad (6)$$

С учетом зависимостей для расчета составляющих P_{kair} (4) и P_{kail} (5) касательных сил тяги и оп-

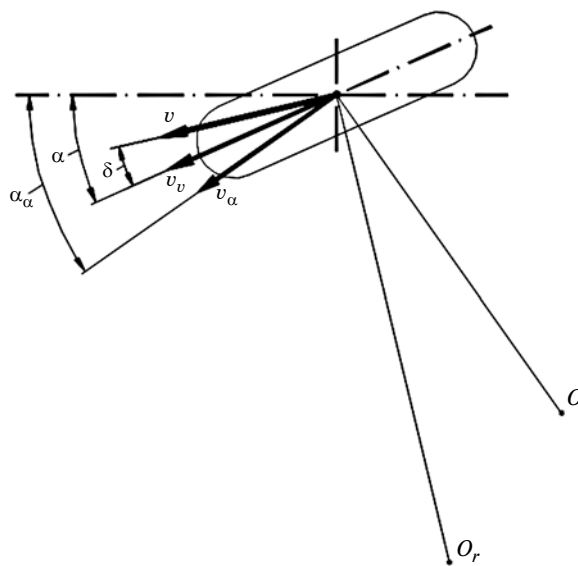


Рис. 3. Схема криволинейного движения управляемого ведущего колеса в составе ходовой системы колесной машины

ределения скоростей v_α (6) ведущих колес, выражение (3) для расчета КПД ходовой системы колесных машин преобразуется к виду:

$$\eta_{r\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^n (P_{kir} \cos(\alpha_{air} - \alpha_{ir}) v_{ir} \cos(\alpha_{air} - \alpha_{ir} + \delta_{ir}))}{\sum_{i=1}^n (P_{kir} v_{vir} + P_{kil} v_{vil})} + \frac{\sum_{i=1}^n (P_{kil} \cos(\alpha_{ail} - \alpha_{il}) v_{il} \cos(\alpha_{ail} - \alpha_{il} + \delta_{il}))}{\sum (P_{kir} v_{vir} + P_{kil} v_{vil})}. \quad (7)$$

Анализ формулы (7) показывает, что выражение для расчета КПД $\eta_{r\alpha}$ ходовой системы колесных машин в явном виде содержит как касательные силы тяги P_{kir} и P_{kil} , так и углы α_{ir} и α_{il} поворота ведущих колес. Это свидетельствует о том, что эффективность ходовых систем колесных машин зависит как от величины, так и от направления действия касательных сил тяги ведущих колес. Другими словами, эффективность ходовых систем зависит как от распределений касательных сил тяги $\{P_{k1r}, P_{k1l}, \dots, P_{knr}, P_{knl}\}$, так и от углов поворота колес $\{\alpha_{k1r}, \alpha_{k1l}, \dots, \alpha_{knr}, \alpha_{knl}\}$, т. е. определяется параметрами как силового, так и рулевого приводов ведущих колес.

Приведенные предпосылки позволяют сформулировать метод количественной оценки эффективности ходовой системы колесных машин, заключающийся в моделировании или же осуществлении криволинейного движения этими машинами с фиксированием параметров управляющего воздействия, реализуемой траектории движения, мощностей, переданных и израсходованных ведущими колесами, и расчете КПД $\eta_{r\alpha}$ ходовой системы по формуле (7).

Результаты работы

Рассмотрим применение разработанного метода на примере оценки эффективности ходовой системы колесной машины, близкой по своим массовым, геометрическим и другим параметрам к параметрам внедорожной машины МЗКТ-79091 с колесной формулой 8×8 полной массой 43,5 т с двумя передними управляемыми мостами и шинами 1500×600÷635. В соответствии с базовой комплектацией внедорожной машины МЗКТ-79091 распределение касательных сил тяги между ведущими колесами третьего и четвертого неуправляемых мостов моделировалось серийными дифференциалами свободного хода (ДСХ), между ведущими колесами первого и второго управляемых мостов — простыми коническими симметричными дифференциалами.

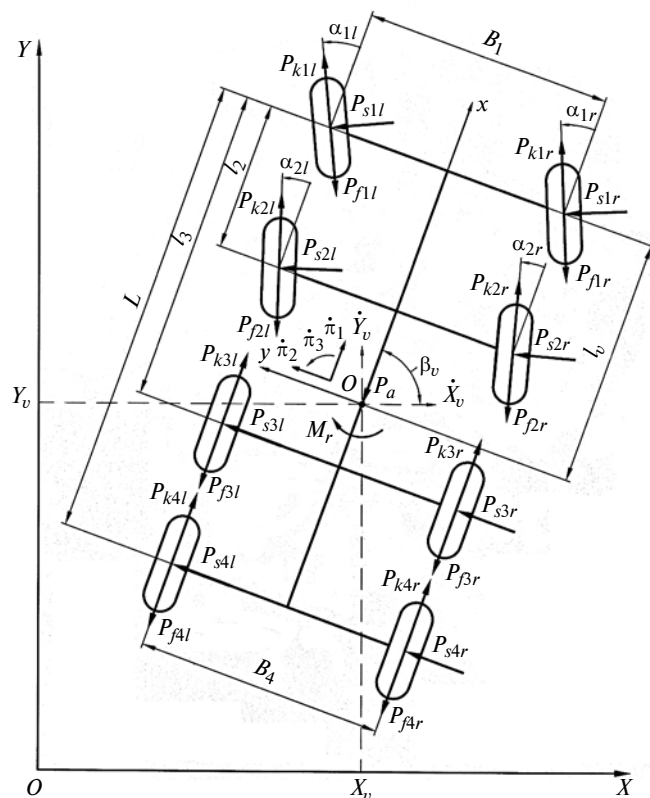


Рис. 4. Расчетная схема криволинейного движения внедорожной машины с колесной формулой 8×8 и двумя передними управляемыми мостами

Для реализации метода составлялась расчетная схема четырехосной машины, представленная на рис. 4, и осуществлялось моделирование криволинейного движения внедорожной машины МЗКТ-79091 с использованием уравнений Аппеля, приведенных в работе [16]:

$$m_v \delta_r (\ddot{\pi}_1 - \dot{\pi}_2 \dot{\pi}_3) = \sum_{i=1}^k [(P_{kir} - P_{fir}) \cos \alpha_{ir} + (P_{kil} - P_{fil}) \cos \alpha_{il} - P_{sir} \sin \alpha_{ir} - P_{sil} \sin \alpha_{il}] + \sum_{i=k+1}^n (P_{kir} - P_{kil}) - \sum_{i=k+1}^m (P_{fir} + P_{fil}) - P_a; \quad (8)$$

$$m_v (\ddot{\pi}_2 + \dot{\pi}_1 \dot{\pi}_3) = \sum_{i=1}^k [(P_{kir} - P_{fil}) \sin \alpha_{ir} + (P_{kil} - P_{fir}) \sin \alpha_{il} + P_{sir} \cos \alpha_{ir} + P_{sil} \cos \alpha_{il}] + \sum_{i=k+1}^m (P_{sir} + P_{sil}); \quad (9)$$

$$m_v \rho_v^2 \ddot{\pi}_3 = 0,5 \left\{ \sum_{i=1}^k B_i [(P_{kir} - P_{fir}) \cos \alpha_{ir} - (P_{kil} - P_{fil}) \cos \alpha_{il} - P_{sir} \sin \alpha_{ir} + P_{sil} \sin \alpha_{il}] + \sum_{i=k+1}^n B_i (P_{kir} - P_{kil}) - \sum_{i=k+1}^m B_i (P_{fir} - P_{fil}) \right\} +$$

$$\begin{aligned}
& + \sum_{i=1}^k (l_v - l_i) [(P_{kir} - P_{fir}) \sin \alpha_{ir} + \\
& + (P_{kil} - P_{fil}) \sin \alpha_{il} + P_{sir} \cos \alpha_{ir} + P_{sil} \cos \alpha_{il}] + \\
& + \sum_{i=k+1}^m (l_v - l_i) (P_{sir} - P_{sil}) - M_r. \quad (10)
\end{aligned}$$

В формулах (8)–(10) m_v и δ_r — полная масса и коэффициент учета вращающихся масс колесной машины; $\dot{\pi}_1, \dot{\pi}_2, \dot{\pi}_3$ и $\ddot{\pi}_1, \ddot{\pi}_2, \ddot{\pi}_3$ — квазискорости и квазиускорения; P_{kir} и P_{kil} , P_{fir} и P_{fil} , P_{sir} и P_{sil} — соответственно касательные силы тяги, силы сопротивления качению, боковые реакции правого и левого колес i -го моста; P_a — сила сопротивления воздушной среды; B_i — колея i -го моста; l_i — расстояние от первого до i -го моста (продольная координата i -го моста); l_v — расстояние от первого моста до центра масс колесной машины (продольная координата центра масс); M_r — общий момент сопротивления повороту колесной машины в контакте колес с опорной поверхностью; $m = n = 4$ — число всех и ведущих мостов; $k = 2$ — число управляемых мостов.

Силы P_{kir} и P_{kil} , P_{fir} и P_{fil} , P_{sir} и P_{sil} , P_a и момент M_r , действующие на колесную машину, определяли по уравнениям, приведенным в работе [1]. Значения действительных углов α_{1r} , α_{1l} и α_{2r} , α_{2l} поворота управляемых колес первого и второго мостов рассчитывали по формулам, полученным в работе [17].

Эффективности ходовой системы оценивали при установившемся криволинейном движении внедорожной машины со скоростью 1 м/с по разбитой грунтовой дороге.

В соответствии с формулой (7) выражение для расчета КПД $\eta_{rs\alpha}$ ходовой системы внедорожной машины МЗКТ-79091 принимает вид:

$$\begin{aligned}
\eta_{rs\alpha} = & \frac{\sum_{i=1}^2 P_{kir} \cos(\alpha_{air} - \alpha_{ir}) v_{ir} \cos(\alpha_{air} - \alpha_{ir} + \delta_{ir})}{\sum_{i=1}^4 (P_{kir} v_{vir} + P_{kil} v_{vil})} + \\
& + \frac{\sum_{i=1}^2 P_{kil} \cos(\alpha_{ail} - \alpha_{il}) v_{il} \cos(\alpha_{ail} - \alpha_{il} + \delta_{il})}{\sum_{i=1}^4 (P_{kir} v_{vir} + P_{kil} v_{vil})} + \\
& + \frac{\sum_{i=3}^4 (P_{kir} \cos \alpha_{air} v_{ir} \cos(\alpha_{air} + \delta_{ir}) + \rightarrow \\
& \rightarrow \frac{\sum_{i=1}^4 (P_{kir} v_{vir} + P_{kil} v_{vil})}{+ P_{kil} \cos \alpha_{ail} v_{il} \cos(\alpha_{ail} + \delta_{il})}. \quad (11)
\end{aligned}$$

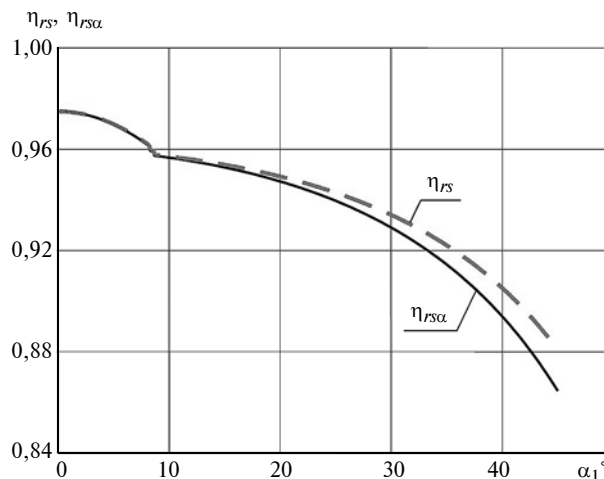


Рис. 5. Зависимости $\eta_{rs\alpha}$ и η_{rs} от среднего угла α_1 поворота управляемых колес первого моста внедорожной машины МЗКТ-79091

Для сопоставительной оценки рассчитывали также значения КПД ходовой системы по формуле, составленной по выражениям [7]:

$$\eta_{rs} = \frac{\sum_{i=1}^4 (P_{kir} + P_{kil})}{\sum_{i=1}^4 \left(\frac{P_{kir}}{1 - s_{\delta ir}} + \frac{P_{kil}}{1 - s_{\delta il}} \right)}. \quad (12)$$

Результаты исследований представлены на рис. 5 в виде графических зависимостей КПД ходовой системы внедорожной машины МЗКТ-79091, рассчитанных по формулам (11) и (12), от среднего угла α_1 поворота управляемых колес первого моста.

Анализ выражений (11) и (12) показывает, что для случая прямолинейного движения внедорожной машины, когда углы α_{ir} и α_{il} поворота управляемых колес, а также углы α_{vir} и α_{vil} между продольной осью машины и задаваемым водителем направлением движения равны нулю. Выражение (11) для определения КПД $\eta_{rs\alpha}$ ходовой системы для общего случая криволинейного движения преобразуется к виду выражения (12).

Из рис. 5 следует, что при нейтральном положении рулевого и управляемых колес КПД ходовой системы при расчете как по формуле (11), так и по формуле (12), имеют одинаковые значения. При прямолинейном движении внедорожной машины МЗКТ-79091 передача вращающего момента осуществляется ко всем колесам, которые работают в ведущем режиме, и на разбитой грунтовой дороге $\eta_{rs\alpha}$ и η_{rs} равны 97,5 %.

При повороте рулевого и управляемых колес сопротивление движению колесной машины увеличивается. Это приводит к увеличению количества энергии, передаваемой ведущим колесам для поддержания заданной скорости поступательного дви-

жения колесной машины. В результате значения КПД ходовой системы уменьшаются, причем зависимости изменения $\eta_{rs\alpha}$ и η_{rs} от среднего угла α_1 поворота управляемых колес первого моста имеют два ярко выраженных характерных участка (см. рис. 5).

Первый участок характеризуется более интенсивным уменьшением КПД ходовой системы внедорожной машины МЗКТ-79091. Это связано с тем, что мощность силовой установки внедорожной машины распределяется между всеми колесами, а ДСХ обеспечивает заблокированный привод колес неуправляемых мостов. В результате касательные силы тяги P_{kir} и P_{kil} на внутренних по отношению к центру поворота колесах третьего и четвертого мостов увеличиваются, а на наружных колесах — уменьшаются. В приводе ведущих колес третьего и четвертого мостов возникает циркуляция мощности [18], что вызывает интенсивное уменьшение КПД $\eta_{rs\alpha}$ и η_{rs} ходовой системы.

Выполненные исследования показали, что КПД $\eta_{rs\alpha}$ ходовой системы, рассчитанные по зависимости (11), на первом участке с достоверностью R^2 [19], равной 0,9999, аппроксимируются полиномиальной зависимостью второй степени:

$$\eta_{rs\alpha} = -0,0002\alpha_1^2 - 0,00005\alpha_1 + 0,9749. \quad (13)$$

Значения КПД η_{rs} ходовой системы, рассчитанные по формуле (12), с достоверностью R^2 , равной 0,9999, аппроксимируются полиномиальной зависимостью:

$$\eta_{rs} = -0,0002\alpha_1^2 - 0,00004\alpha_1 + 0,9749. \quad (14)$$

При повороте управляемых колес первого моста на средний угол 0,14 рад касательные силы тяги на наружных колесах третьего и четвертого мостов уменьшаются до нуля. Серийные ДСХ отключают привод этих колес и с дальнейшим поворотом управляемых колес передают вращающий момент только на внутренние колеса. При этом в приводе колес третьего и четвертого мостов циркуляция мощности прекращается и реализуется второй участок зависимости КПД ходовой системы от среднего угла α_1 поворота управляемых колес первого моста с менее интенсивным уменьшением значений $\eta_{rs\alpha}$ и η_{rs} .

На втором участке КПД $\eta_{rs\alpha}$ ходовой системы, рассчитанные по зависимости (11), с достоверностью R^2 , равной 0,9998, аппроксимируются полиномиальной зависимостью третьей степени:

$$\eta_{rs\alpha} = -0,000002\alpha_1^3 + 0,00006\alpha_1^2 - 0,0016\alpha_1 + 0,9688. \quad (15)$$

Значения КПД η_{rs} ходовой системы, рассчитанные по формуле (12), на втором участке с досто-

верностью R^2 , равной 0,9998, аппроксимируются полиномиальной зависимостью третьей степени следующего вида:

$$\eta_{rs} = -0,000001\alpha_1^3 + 0,00005\alpha_1^2 - 0,0014\alpha_1 + 0,9675. \quad (16)$$

Анализ графических зависимостей, приведенных на рис. 5, и полученных аналитических зависимостей (13)—(16) свидетельствует о том, что КПД $\eta_{rs\alpha}$ и η_{rs} ходовой системы имеют одинаковые значения только при нейтральном положении рулевого и управляемых колес и прямолинейном движении колесной машины. При повороте рулевого и управляемых колес и реализации криволинейного движения внедорожной машины значения $\eta_{rs\alpha}$ (11) и η_{rs} (12) различны. Причем с увеличением углов поворота рулевого и управляемых колес и кривизны траектории движения внедорожной машины МЗКТ-79091 возрастают буксование и боковое скольжение колес. В результате увеличивается различие значений $\eta_{rs\alpha}$ и η_{rs} и при моделировании движения внедорожной машины МЗКТ-79091 с максимальным средним углом α_1 поворота управляемых колес первого моста, равным 0,785 рад, указанное различие достигает 1,63 %; при этом значения $\eta_{rs\alpha}$ (11) уменьшаются до 86,4 %, а η_{rs} (12) — до 88,1 %.

Различие значений $\eta_{rs\alpha}$ и η_{rs} при криволинейном движении колесной машины обусловливается тем, что $\eta_{rs\alpha}$ оценивает в комплексе несовершенство как силового, так и рулевого приводов колес, так как учитывает потери мощности в ходовой системе не только на буксование, но и на боковое скольжение колес, связанное с рассогласованием кинематики поворота управляемых колес первого и второго мостов [20], а также наличием двух (третьего и четвертого) неуправляемых мостов.

Заключение

Разработан метод количественной оценки эффективности ходовой системы колесных машин для общего случая их криволинейного движения, основанный на определении объективного показателя, соответствующего по своей структуре КПД. Аналитически получено выражение для расчета КПД $\eta_{rs\alpha}$ ходовой системы, позволяющее осуществлять не только оценку, но и оптимизацию параметров силового и рулевого приводов с позиции единого методологического подхода по минимизации энергопотребления колесных машин. Установлена зависимость КПД $\eta_{rs\alpha}$ ходовой системы внедорожной машины МЗКТ-79091 с колесной формулой 8×8 и двумя передними управляемыми мостами от среднего угла поворота управляемых колес первого моста.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Управление** движением колесных машин / С. Н. Поддубко, И. С. Сазонов, Д. А. Дубовик и др. Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2018. 511 с.
2. **Дубовик Д. А., Еловой О. М., Бакалова Л. Ю.** Основные направления развития автотракторокомбайностроения. Минск: Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, 2014. 176 с. Деп. в ГУ "БелИСА" 17.07.2014. № Д201411.
3. **Современные тенденции** сельхозтракторостроения / П. А. Амельченко, Д. А. Дубовик, А. В. Ключников, А. В. Ващула // Известия НАН Беларуси. Серия физико-технических наук. 2018. Т. 63. № 1. С. 76–92.
4. **Высоцкий М. С., Дубовик Д. А.** Коэффициент полезного действия ходовых систем колесных машин // Доклады НАН Беларуси. 2007. Т. 51. № 2. С. 91–94.
5. **Советский** энциклопедический словарь. М.: Советская Энциклопедия, 1980. 600 с.
6. **Тракторы: Теория** / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. Е. Атаманов и др. М.: Машиностроение, 1988. 376 с.
7. **Энергонагруженность и надежность** дифференциальных механизмов транспортно-тяговых машин / А. Х. Лефаров, М. С. Высоцкий, В. В. Ванцевич, В. И. Кабанов. Минск: Наука и техника, 1991. 240 с.
8. **Vantsevich V. V., Vysotski M. S., Dubovik D. A.** Control of the Wheel Driving Forces as the Basis for Controlling Off-Road Vehicle Dynamics. SAE 2002 Transactions // Journal of Commercial Vehicles. P. 452–459.
9. **Дубовик Д. А.** Снижение энергозатрат многоприводных колесных машин путем совершенствования механических приводов ведущих колес: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Могилев. 2012. 44 с. Машинопись.
10. **Смирнов Г. А.** Теория движения колесных машин: учеб. для вузов. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
11. **Литвинов А. С.** Управляемость и устойчивость автомобиля. М.: Машиностроение, 1971. 416 с.
12. **Дубовик Д. А., Амельченко П. А.** Рулевое управление с регулируемой кинематикой поворота управляемых колес // Тракторы и сельхозмашины. 2009. № 11. С. 17–20.
13. **Антонов Д. А.** Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. М.: Машиностроение, 1978. 216 с.
14. **Дубовик Д. А.** Рассогласование кинематики поворота управляемых колес и эффективность ходовых систем колесных машин // Тракторы и сельхозмашины. 2010. № 5. С. 24–27.
15. **Ванцевич В. В., Высоцкий М. С., Дубовик Д. А.** Регулирование мощности в двигателе как средство управления динамикой колесных машин // Автомобильная промышленность. 2004. № 1. С. 13–16.
16. **Высоцкий М. С., Дубовик Д. А.** Математическое моделирование криволинейного движения колесных машин // Вестник Беларус.-Рос. ун-та. 2008. № 2. С. 6–15.
17. **Высоцкий М. С., Дубовик Д. А., Николаев Ю. И.** Оценка рассогласования кинематики поворота управляемых колес мобильной машины // Вестник машиностроения. 2010. № 10. С. 29–34.
18. **Дубовик Д. А.** Повышение проходимости внедорожной машины посредством рационального привода колес управляемых мостов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Минск. 2003. 20 с.
19. **Гельман В. Я.** Решение математических задач средствами Excel: Практикум. СПб.: Питер, 2003. 240 с.
20. **Vysotskii M. S., Dubovik D. A., Nikolaev Yu. I.** Mismatch of Rotational Kinematics of Controllable Truck Wheels // Russian Engineering Research. 2010. V. 30, N. 10. P. 989–994.

УДК 62-752.2

DOI: 10.36652/0042-4633-2020-12-22-25

С. Н. ЯКОВЛЕВ, канд. техн. наук (Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого),
e-mail: stannik59@mail.ru

Экспериментальное исследование нагрева полиуретанового амортизатора при циклическом нагружении

По результатам экспериментов получена эмпирическая зависимость для определения температуры нагрева полиуретановых амортизаторов разной твердости при циклическом нагружении в зависимости от относительной деформации сжатия, частоты нагружения и амплитуды колебаний.

Ключевые слова: полиуретан, амортизатор, температура нагрева, эмпирическая зависимость.

Based on the results of the experiments, an empirical dependence was obtained to determine the heating temperature of polyurethane shock absorbers of different hardness under cyclic loading, depending on the relative compression deformation, loading frequency and vibration amplitude.

Keywords: polyurethane, shock absorber, heating temperature, empirical dependence.

В современном машиностроении большое распространение получили различные типы амортизаторов, которые используются для уменьшения амплитуды вынужденных колебаний циклического (периодического) или импульсного (ударного) воздействия от стационарных недостаточно уравновешенных агрегатов.

Важнейшим элементом современного амортизатора является виброизоляционный массив, материал которого в основном определяет долговечность амортизатора. В последнее время вместо традиционного виброизоляционного материала — резины стали применять полиуретановые эластомеры, которые обладают рядом преимуществ по сравнению с резиной. К этим преимуществам следует отнести долговечность, стойкость к старению и воздействию агрессивных веществ. Кроме того, полиуретановые эластомеры обладают высокими прочностью, эластичностью и довольно значитель-

ным диапазоном рабочих температур — от -35 до 75 °С [1–3].

Для полиуретановых эластомеров, работающих в условиях циклического нагружения, важнейшим критерием работоспособности является теплостойкость, т. е. способность материала выдерживать повышенную температуру, которая образуется вследствие внутреннего трения в материале (гистерезис).

Целью данной работы является получение экспериментальных данных о нагреве виброизоляционного массива амортизатора в зависимости от условий нагружения для полиуретановых эластомеров различной твердости.

Материалы и методы исследования

Полиуретановые эластомеры, как и абсолютное большинство конструкционных материалов, имеют не вполне упругие свойства. Часть энергии, которая вызывает деформацию виброизоляционного массива амортизатора, поглощается материалом в необратимой форме. Поглощенная энергия идет на нагрев материала и в дальнейшем рассеивается в окружающее пространство.

Температура нагрева будет повышаться до тех пор, пока не наступит тепловой баланс между количеством теплоты, выделяемой за каждый цикл деформации и количеством теплоты, отдаваемым в окружающее пространство [4, 5].

Повышение температуры виброизоляционного массива приводит к размягчению эластомера и появлению значительной нелинейности в зависимости сила — деформация.

Исходя из изложенного можно заключить, что основным критерием работоспособности виброизоляционного массива амортизатора является температура нагрева. При достижении определенной температуры, называемой предельной, эластомер разрушается и амортизатор выходит из строя [6–8].

В качестве материала для экспериментального исследования нами выбраны полиуретановые эластомеры фирмы "Synair" (Великобритания) твердостью по Шору 55, 60 и 65 ShA.

Для изучения нагрева виброизоляционного массива амортизатора была спроектирована и изготовлена специальная установка, позволяющая моделировать простейший случай одноосного гармонического нагружения. Амортизатор при работе испытывает несимметричный цикл нагружения, представленный на рис. 1.

Очевидно, что температура нагрева исследуемого амортизатора является суммой температур от статического и динамического нагружения.

Статическая деформация амортизатора, обусловленная в большинстве случаев весом амортизируемого объекта, приводит макромолекулы эластомера в ориентированное состояние, что косвенно влияет и на динамическую составляющую.

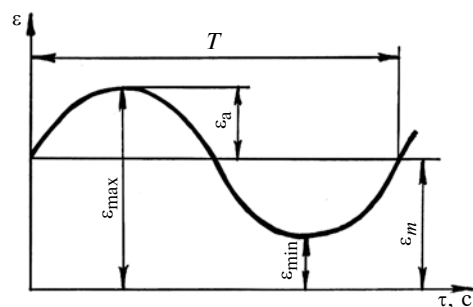


Рис. 1. Режим нагружения амортизатора:

ϵ_m — среднее значение деформации (положение статического равновесия); ϵ_a — амплитуда деформации; ϵ_{\max} , ϵ_{\min} — максимальная и минимальная деформации; T — период колебаний

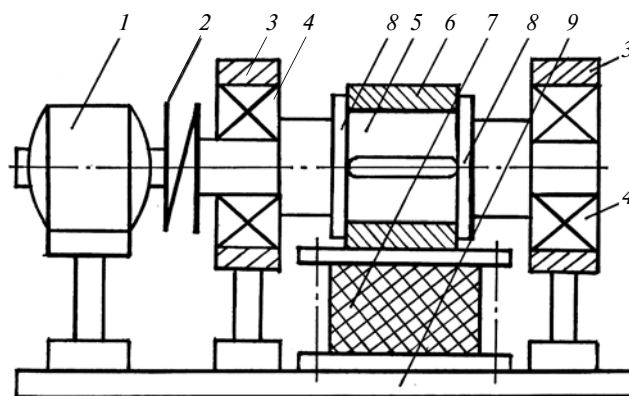


Рис. 2. Кинематическая схема экспериментальной установки

Кинематическая схема экспериментальной установки для моделирования циклического нагружения амортизатора представлена на рис. 2.

Экспериментальная установка состоит из асинхронного электродвигателя 5АИ71В2 мощностью $P_{эл} = 1,1$ кВт и частотой вращения $n_{эл} = 3000$ мин⁻¹. Благодаря частотному преобразователю можно плавно изменять частоту вращения электродвигателя от 400 до 3000 мин⁻¹. Электродвигатель 1 соединен с валом 5 с помощью муфты 2. На валу установлен кулачок 6, который моделирует гармоническое нагружение амортизатора 7. Электродвигатель и стойки 3 с подшипниками качения 4, в которых вращается вал, установлены на плите 9. Между стойками и кулачком 6 на валу установлены гайки 8.

Схема нагружающего устройства для проведения испытания амортизатора представлена на рис. 3, где испытуемый амортизатор 6 изображен в состоянии определенной статической деформации, которая обеспечивается закручиванием нагружающих гаек 3, предохраняемых от отвинчивания контргайками 2, установленными на направляющих болтах 1. Последние прикреплены крепежными гайками 4 к плите 7.

Для замера температуры нагрева амортизатора при его изготовлении в центр виброизоляционного массива была помещена термопара 8. С ее помо-

стью в режиме реального времени отслеживали рост температуры и фиксировали время выхода на установившийся температурный режим, после которого рост температуры прекращался.

Циклическую нагрузку, действующую на амортизатор, моделировали с помощью кулачка 5, шлифованный профиль которого точно соответствует гармоническому закону нагружения.

С целью уменьшения сил трения во фрикционном контакте вращающегося кулачка и пластины 9 амортизатора и, как следствие, исключения дополнительного подвода теплоты к исследуемому виброизоляционному массиву амортизатора было организовано капельное смазывание: из емкости, установленной над кулачком, масло капало на него и далее поступало в зону трения. Профиль кулачка представлен на рис. 4.

Эксцентриситет A равен ϵ_a — амплитуде колебаний амортизатора. При вращении вала его кулачок давит на верхнюю пластину 9 (см. рис. 3) амортизатора и тем самым моделирует его нагружение. При проведении испытаний величину относительной статической деформации сжатия контролировали с помощью колумбуса по четырем точкам на периметре амортизатора. Перед началом испытания кулачок 2 (см. рис. 4) устанавливали в контакте с пластиной 4 амортизатора точкой a , что соответствует минимальной деформации амортизатора. При вращении, когда с пластиной 4 контактирует точка b или точка d кулачка, деформация амортизатора соответствует положению статического равновесия, а точка c соответствует максимальной деформации амортизатора.

Для проведения испытания были изготовлены четыре кулачка с эксцентриситетом 0,2; 0,4; 0,6 и 0,8 мм, которые примерно соответствуют амплитудам наиболее распространенных механических колебаний современных силовых агрегатов.

Частота нагружения амортизатора была разбита на 5 фиксированных частот: 10, 20, 30, 40 и 50 Гц, при которых проводились замеры температуры амортизатора.

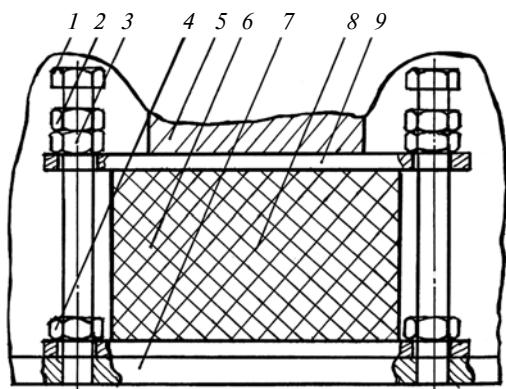


Рис. 3. Схема нагружающего устройства для испытания амортизатора

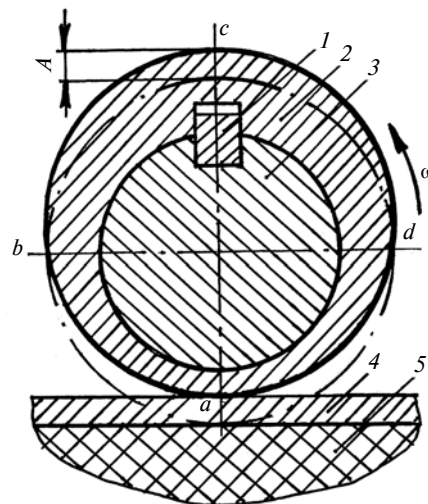


Рис. 4. Профиль кулачка, моделирующий циклическое нагружение амортизатора:

1 — шпонка; 2 — кулачок; 3 — вал; 4 — верхняя пластина амортизатора; 5 — виброизоляционный полиуретановый массив

Исходя из опыта проектирования и изготовления различных эластомерно-металлических деталей, величину предельной статической деформации экспериментального амортизатора ограничим величиной $0,2\epsilon$ и разобьем ее на части с интервалом $0,05\epsilon$.

Таким образом, мы можем исследовать температуру нагрева амортизатора как функцию четырех переменных: частоты нагружения, величины статической деформации, амплитуды колебаний и твердости полиуретанового эластомера.

Методика экспериментального исследования представляет собой последовательность определенных шагов:

1. Опытный амортизатор сжимали до минимальной статической деформации и включали вращение электродвигателя с минимальной частотой $f = 10$ Гц (600 мин^{-1}) при установленном кулачке с минимальным эксцентриситетом. По прошествии определенного времени (примерно 8 мин) рост температуры прекращался и ее окончательное значение заносили в протокол испытаний.

2. С шагом $0,05\epsilon$ последовательно увеличивали деформацию виброизоляционного массива до значения $0,2\epsilon$. При этом частота нагружения и эксцентриситет кулачка оставались прежними.

3. Проводили следующую серию испытаний, в которой переменной величиной была частота нагружения, а деформация и эксцентриситет кулачка оставались неизменными.

4. Все описанные испытания проводили для амортизаторов трех различных твердостей (по 3 амортизатора каждой твердости).

5. Экспериментальные данные обрабатывали методами математической статистики, в результате чего получили эмпирическую зависимость температуры нагрева полиуретанового массива от условий нагружения.

Результаты исследования

Результаты экспериментального исследования подтвердили предположение об аддитивности (суммировании составляющих величин) нагрева виброизоляционного массива амортизатора от статического и динамического нагружения.

На рис. 5 представлены данные о нагреве амортизатора при различной величине относительной деформации сжатия при частоте 30 Гц и эксцентриситете кулачка $A = 0,6$ мм для полиуретановых эластомеров различной твердости.

Температуру нагрева экспериментального амортизатора в зависимости от величины относительной деформации сжатия при фиксированном динамическом нагружении можно определить по формуле

$$T = \frac{95\varepsilon^{2,4-0,015ShA}}{2,1-0,016ShA},$$

где ε — относительное сжатие, ShA — твердость полиуретана в единицах по Шору, шкала А.

Циклическое нагружение амортизатора происходит по синусоидальному (гармоническому) закону. При этом максимальная линейная скорость деформации определяется по формуле

$$V = 2\pi fA,$$

где f — частота нагружения, Гц; A — амплитуда колебаний, м.

Можно заметить, что скорость V деформации включает в себя оба параметра, характеризующие циклическое нагружение: частоту f нагружения и амплитуду A колебаний.

Окончательно эмпирическое выражение для определения температуры нагрева виброизоляционного массива амортизатора, работающего на сжатие, при циклическом нагружении имеет вид:

$$T = T_{\text{в}} + \frac{95\varepsilon^{2,4-0,015ShA} + 39(2\pi fA)^{1,8-0,004ShA}}{2,1-0,016ShA}, \quad (1)$$

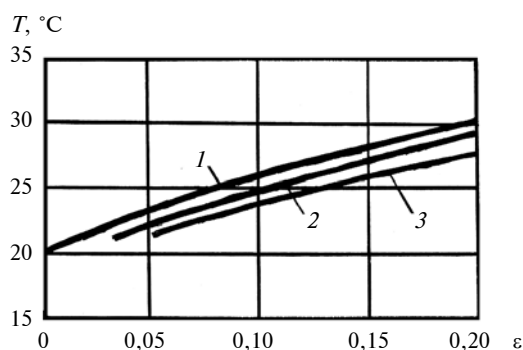


Рис. 5. Температура нагрева амортизатора твердостью 65ShA (1), 60ShA (2) и 55ShA (3) в зависимости от относительной деформации

где $T_{\text{в}}$ — температура окружающего воздуха, 20 °C; ε — относительная деформация сжатия; f — частота нагружения, Гц; A — амплитуда колебаний.

Анализируя полученную зависимость (1), можно отметить, что наибольший вклад в повышение нагрева амортизатора вносит величина относительной деформации сжатия и более твердые полиуретаны при одинаковых условиях нагружения нагреваются больше мягких, что очевидно, так как на их нагружение уходит больше энергии.

Выводы

Полученная эмпирическая зависимость позволяет определить температуру нагрева виброизоляционного массива амортизатора в зависимости от условий нагружения для полиуретановых эластомеров различной твердости на этапе проектирования. Температура нагрева является важнейшим параметром, определяющим долговечность амортизатора.

Для понижения температуры нагрева следует уменьшить относительную деформацию сжатия. Понижение деформации с 0,2ε до 0,1ε уменьшает температуру нагрева на 4÷6 °C.

Уменьшения деформации сжатия амортизатора и, как следствие, уменьшения температуры нагрева можно достичь применением полиуретановых эластомеров, которые в сравнении с резинами обладают более высоким модулем упругости при сжатии (примерно в 1,5 раза) при одинаковой твердости.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Janusz Datta.** Influence of Glycols on the Glycolysis Process and the Structure and Properties of Polyurethane Elastomers // Journal of Elastomers and Plastics. 2011. V. 43. Is. 6. P. 529—541.
2. **Osswald K., Reincke S.** Aspekte der Alterung elastomerer Werkstoffe // Gummi. Fasern. Kunststoffe. 2017. N. 8. P. 498—506.
3. **Schafer K., Anders S.** Investigation of the specific adhesion between polyurethane foams and thermoplastics to suited material selection in light weight structures // Journal of Elastomers and Plastics. 2018. V. 50. Is 8. P. 720—736.
4. **Лепетов В. А., Юрцев Л. Н.** Расчеты и конструирование резиновых изделий. Л.: Химия, 1987. 408 с.
5. **Яковлев С. Н.** Проектирование и основы технологии деталей машин из полиуретана. СПб.: Реноме, 2013. 176 с.
6. **Потураев В. Н., Дырда В. И.** Термомеханика эластомерных элементов конструкций при циклическом нагружении. Киев: Наукова думка, 1987. 288 с.
7. **Yakovlev S. N.** Dynamic Hardening of Structural Polyurethanes // Russian Engineering Research. 2016. N. 4. P. 255—257.
8. **Govorcin Bajsic.** Thermal Degradation of Polyurethane Elastomers: Determination of Kinetic Parameters // Journal of Elastomers and Plastics. 2003. № 35. P. 311—323.

В. И. ПОДДУБНЫЙ, д-р техн. наук (Алтайский ГТУ им. И. И. Ползунова, г. Барнаул), А. ТРЕХТЛЕР, д-р-инж. (Университет г. Падерборн, Германия), А. ВАРКЕНТИН, д-р-инж., К. ХЕНКЕ, д-р-инж. (Фраунгоферовский институт проектирования систем мехатроники, г. Падерборн, Германия), e-mail: poddubny@list.ru

Механико-математическая модель гусеничного движителя с треугольным обводом для решения задач вертикальной динамики гусеничной машины¹

Представлена механико-математическая модель гусеничного движителя с аналитическим описанием взаимодействия гусеницы с катками, реализованная в программе RecurDyn. Математическим моделированием движения установлено влияние гусеницы на вертикальную динамику машины.

Ключевые слова: механико-математическая модель, гусеничный движитель, треугольный обвод, вертикальная динамика машины, программа RecurDyn.

A mechanical and mathematical model of a caterpillar drive with an analytical description of the interaction of a caterpillar with rollers, implemented in the RecurDyn program, is presented. The influence of the caterpillar on the vertical dynamics of the vehicle is established by mathematical modeling of the movement.

Keywords: mechanical and mathematical model, caterpillar drive, triangular contour, vertical dynamics of the vehicle, RecurDyn program.

Одним из наиболее эффективных способов улучшения вертикальной динамики гусеничных машин являются разработка и внедрение технических решений, обеспечивающих снижение уровня вертикальных колебаний. Целесообразным представляется проверка эффективности предлагаемых решений на этапе проектирования с использованием математического моделирования движения гусеничной машины. Для решения задач вертикальной динамики гусеничных машин используются механико-математические модели различной степени сложности. В настоящее время в научной и конструкторской работе широкое распространение получили прикладные пакеты RecurDyn High Mobility Tracked Vehicle [1, 2], Adams Tracked Vehicle Toolkit [3], Универсальный механизм [4]. Библиотеки объектов прикладных пакетов позволяют описать реальную конструкцию с высокой степенью детализации, что дает возможность разработать механико-математическую модель машины, адекватную реальному объекту. Однако следует отметить, что при этом увеличивается число степеней свобо-

ды механической системы. Это приводит к значительному увеличению времени моделирования рабочего движения машины, что делает практически невозможным использование указанных моделей в режиме реального времени.

Для снижения уровня вертикальных колебаний колесных и гусеничных машин в последнее время широко используются программно-управляемые элементы, в частности активная подвеска [5, 6]. При разработке алгоритма управления с использованием теории автоматического регулирования, как правило, используется модель гусеничной машины в пространстве состояний, получаемая на основе системы дифференциальных уравнений, описывающей объект управления. В случае описания гусеницы с использованием прикладных программных пакетов и при учете дополнительных степеней свободы траков модель машины и алгоритм управления значительно усложняются, что нежелательно. Поэтому для решения задач по улучшению вертикальной динамики гусеничной машины целесообразно использовать упрощенные модели взаимодействия гусеницы с элементами подвески.

Модель гусеничного движителя с треугольным обводом с аналитическим описанием взаимодействия гусеницы с катками

Воздействие гусеницы на элементы гусеничного движителя можно представить через натяжения в соответствующей ветви гусеницы [7]. Для движителя с треугольным обводом это схематично показано на рис. 1.

Масса гусеницы перенесена на отдельные составные части движителя. Натяжение в гусенице можно представить как сумму статической и динамической составляющих:

$$T = T_{st} + T_{dyn}$$

При моделировании воздействие гусеницы на опорные катки учитывается только в том случае, если равнодействующая натяжений направлена к центру катка.

В положении покоя величина натяжения постоянна и определяется перемещением натяжителя. При движении по неровной поверхности происходят угловые перемещения балансиров и изменяется длина обвода (см. рис. 1). Вследствие этого по-

¹ Работа выполнена при поддержке гранта Германской службы академических обменов (DAAD) 2018 г. "Научные стажировки для ученых и преподавателей вузов". <https://www.daad.ru/ru/stipendien/nauchnye-stazhirovki/>.

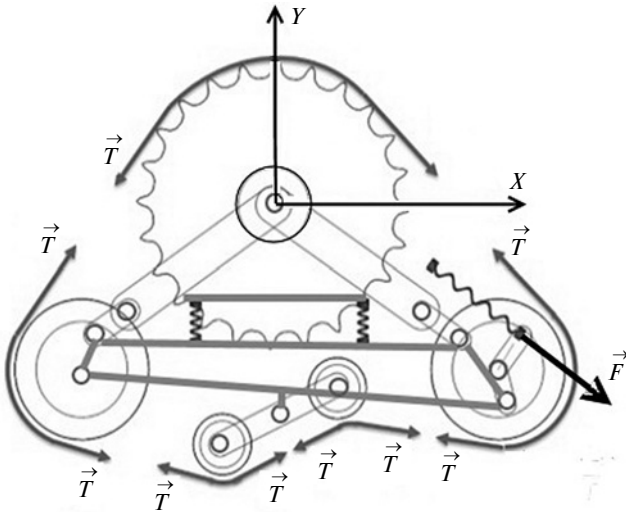


Рис. 1. Воздействие натяжений гусеницы на элементы движителя с треугольным обводом

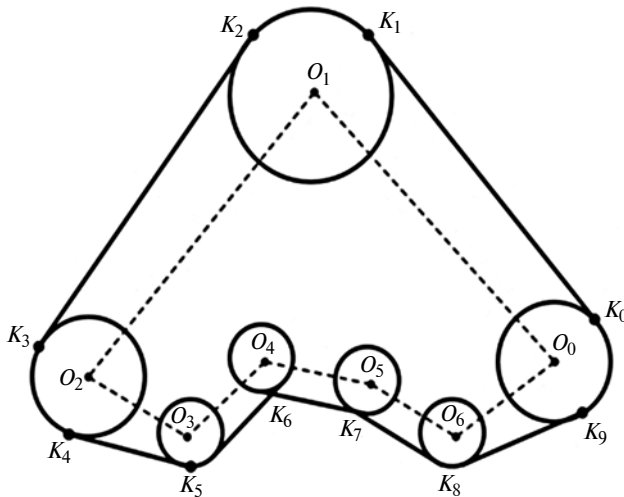


Рис. 2. Схема для определения текущей длины гусеницы

является динамическая составляющая натяжения, пропорциональная удлинению гусеницы:

$$T_{dyn} = k(L - L_0),$$

где k — коэффициент жесткости гусеницы в продольном направлении; L — текущее значение длины гусеницы; L_0 — длина гусеницы в положении покоя движителя.

Длину гусеницы при движении определяли следующим образом. Гусеницу разделили на 10 частей (рис. 2). Текущие значения длин отдельных частей гусеницы определили через координаты точек $K_0 \div K_9$, радиусы катков и приводного колеса. Координаты точек $K_0 \div K_9$, в свою очередь, определили через текущие координаты $O_0 \div O_6$ центров катков и приводного колеса.

Аналитическое описание определения длины гусеницы при движении и ее силового взаимодействия с элементами движителя было имплантиро-

вано в модель движителя, разработанную в прикладном пакете RecurDyn. Для оценки влияния гусеницы на вертикальную динамику были разработаны три модели движителя (рис. 3).

В модели I без гусеницы на движитель действуют только контактные силы между катками и опорной поверхностью. Величину контактных сил определяли с использованием библиотеки Contact пакета расширения RecurDyn — Professional. В модели II дополнительно введено разработанное аналитическое описание взаимодействия гусеницы с элементами движителя. В модели III гусеница присутствует физически, она создана с помощью пакета расширения RecurDyn—Track-НМ.

Жесткостные и демпфирующие свойства шарниров гусеницы в RecurDyn характеризуют следующие коэффициенты:

коэффициент линейной жесткости в радиальном и осевом направлениях — 10^4 Н/мм;

коэффициент демпфирования в радиальном и осевом направлениях — 10 Н·с/мм;

коэффициенты угловой жесткости: относительно продольной оси Z симметрии шарнира — 10 Н·мм/град; относительно осей X и Y — 10^7 Н·мм/град;

коэффициенты демпфирования в угловом направлении: для оси Z — 10^3 Н·мм·с/град; для осей X и Y — 10^4 Н·мм·с/град.

Параметры контакта траков гусеницы с опорной поверхностью в RecurDyn для модели III таковы:

коэффициент жесткости — 10^4 Н/мм;

коэффициент демпфирования — 10 Н·с/мм;

динамический коэффициент трения — $0,7$.

Предварительно в RecurDyn было проведено моделирование перемещения натяжителя гусеницы с одновременной регистрацией натяжения в четырех траках гусеницы и ее текущей длины. По результатам моделирования была получена зависимость удлинения ΔL гусеницы от среднего значения натяжения, представленная на рис. 4, и определен коэффициент k жесткости гусеницы в продольном

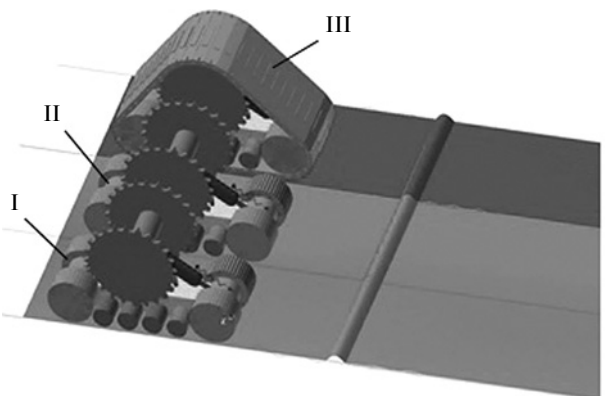


Рис. 3. Модели I, II, III движителей в прикладном пакете RecurDyn

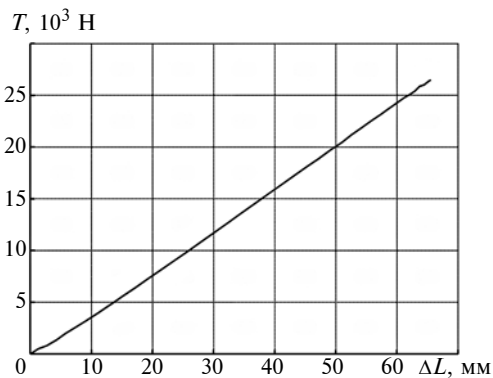


Рис. 4. Зависимость натяжения T гусеницы от ее удлинения ΔL

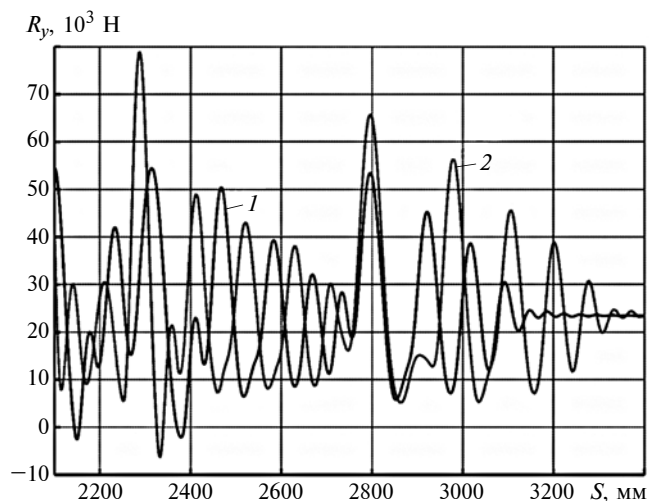


Рис. 5. Зависимости суммарной вертикальной реакции R_y опорной поверхности от перемещения S движителя для моделей движителя с аналитическим описанием гусеницы (1) и без гусеницы (2)

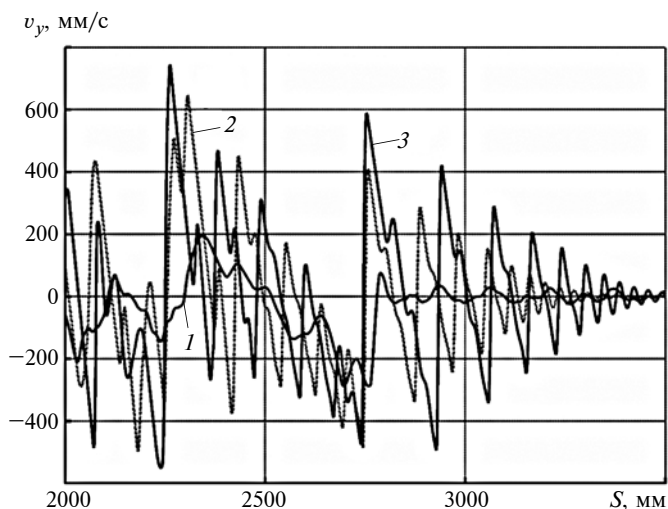


Рис. 6. Вертикальная скорость v_y движителя при переезде через препятствие:

1 — модель III с реальной гусеницей; 2 — аналитическое описание взаимодействия гусеницы с катками (модель II); 3 — модель I без гусеницы

направлении. Затем в течение 7 с моделировалось одновременное перемещение трех движителей по твердой опорной поверхности с препятствием в виде полуцилиндра радиусом 100 мм. Среднее значение скорости движителя при задаваемой угловой скорости приводной звездочки 1,57 рад/с составило 0,75 м/с.

На рис. 5 представлены зависимости суммарной вертикальной реакции R_y опорной поверхности от перемещения S движителя. Из их рассмотрения можно сделать вывод, что величина реакции опоры (и, следовательно, динамического давления движителя на опорную поверхность) меньше для модели с аналитическим описанием гусеницы. Среднеквадратическое отклонение суммарной вертикальной реакции опорной поверхности от среднего статического значения 23 320 Н для движителя с аналитическим описанием гусеницы составило 9390 Н, для движителя без гусеницы — 10 930 Н. На рис. 6 показаны зависимости вертикальной скорости v_y движителя от перемещения S . Минимальные значения вертикальной скорости соответствуют модели III (см. рис. 3) с реальной гусеницей, максимальные — модели I без гусеницы. Модель II с аналитическим описанием взаимодействия гусеницы с катками дает значения скоростей меньше, чем модель I без гусеницы, но больше, чем модель III с реальной гусеницей. Среднеквадратическое отклонение вертикальной скорости для движителя без гусеницы составило 175 мм/с, для движителя с аналитическим описанием взаимодействия гусеницы с катками — 156 мм/с и для движителя с гусеницей — 74 мм/с.

Выводы

1. Для уменьшения числа степеней свободы гусеничного движителя с треугольным обводом разработано и имплантировано в механико-математическую модель гусеничного движителя в среде RecurDyn аналитическое описание взаимодействия гусеницы с катками. Проведено математическое моделирование движения трех гусеничных движителей для оценки степени влияния гусеницы на вертикальную динамику. По результатам моделирования было установлено, что динамическое давление и уровень вертикальных колебаний движителя с аналитическим описанием взаимодействия гусеницы с катками ниже, чем для модели без гусеницы, но выше, чем для движителя с реальной гусеницей. Различие в результатах моделирования для движителей с реальной гусеницей и с ее аналитической моделью можно объяснить отсутствием в аналитической модели описания взаимодействия гусеницы с опорной поверхностью между опорными катками. Введение описания такого взаимодействия является целью дальнейших исследований авторов.

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

Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины на основании алгоритма управляемого заноса

Предложен способ управления криволинейным движением быстроходной гусеничной машины в заносе без потери устойчивости. Уточнена математическая модель машины. С помощью имитационного моделирования отработан алгоритм управления при движении в заносе. Показана эффективность управления поворотом машины на высокой скорости за пределами заноса.

Ключевые слова: управляемый занос, динамическая устойчивость, смещение полюса поворота, гидрообъемная передача, автоматическая система, подача топлива.

A method for controlling the curvilinear movement of a high-speed tracked vehicle in a skid without loss of stability is proposed. The mathematical model of the vehicle is refined. With the help of simulation modeling, a control algorithm is worked out when driving in a skid. The effectiveness of vehicle steering at high speed outside the skid is shown.

Keywords: controlled skid, dynamic stability, steering pole displacement, hydrostatic transmission, automatic system, fuel supply.

Известные в настоящее время алгоритмы работы систем динамической стабилизации быстроходной гусеничной машины

(БГМ) обеспечивают курсовую и траекторную устойчивость машины предотвращением ее бокового заноса (скольжения) на поворо-

тах в плоскопараллельном движении. Регулируемым параметром в алгоритмах является скорость машины, поскольку скорость, при которой возникает занос (критическая скорость) определяется радиусом поворота: чем меньше радиус, тем меньше критическая скорость. Таким образом, чтобы предотвратить занос следует снизить скорость машины, что на практике реализуется либо сбросом оборотов двигателя, либо торможением одного или сразу обоих бортов без сброса оборотов, либо перераспределением мощности между бортами [1]. Но при снижении угловой скорости поворота снижается маневренность БГМ — одна из важнейших тактико-технических характеристик БГМ [2].

Потребность не снижать скорость при повороте привела к мысли, что не следует рассматривать занос как нежелательное явление, а использовать набранную машиной кинетическую энергию до входа в поворот для преодоления сопротивления поворота. В этом смысле движение



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

2. Разработанная модель взаимодействия гусеницы с катками может быть использована в моделях гусеничных движителей различных типоразмеров для программных продуктов, не имеющих пакетов расширения для описания гусеницы, состоящей из траков. Целесообразно использовать разработанное аналитическое описание в моделях гусеничных машин для режима реального времени и при решении задач по улучшению вертикальной динамики с использованием теории автоматического регулирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Поддубный В. И., Поддубная М. Л. Разработка математических моделей механических систем с использованием прикладного пакета RecurDyn // Ползуновский вестник. 2015. № 1. С. 56—60.

2. Innovative Suspensions for Caterpillar Vehicles / V. I. Poddubnyi, A. Trächtler, A. Warkentin, M. Kruger // Russian Engineering Research. 2017. V. 37. N. 6. P. 485—489.

3. Yin H. B., Shao Peng-Li. Dynamic Performance Simulation of a Tracked Vehicle with ADAMS Tracked Vehicle Toolkit Software // Asia Sim 2004: Systems Modeling and Simulation: Theory and Applications. P. 553—558.

4. Pogorelov D. Simulation of Tracked Vehicle Dynamics with Universal Mechanism Software // Proceedings of the 1st Joint International Conference on Multibody System Dynamic (25—27 May 2010, Lappeenranta, Finland).

5. Mechatronic Design and Implementation of an Active Suspension for an All-Terrain Tracked Vehicle / I. Illg, M. Tewes, K. P. Jäker, A. Trächtler // AVEC 08, Kobe, 2008. P. 367—372.

6. Schindler A. Neue Konzeption und erstmalige Realisierung eines aktiven Fahrwerks mit Preview-Strategie: Dissertation Universität Karlsruhe; KIT Scientific Publishing, 2009. 184 S.

7. Illg I., Jäker K. P., Trächtler A. Entwurf einer semi-aktiven Federung für ein leichtes Kettenfahrzeug // Paderborner Workshop Entwurf mechatronischer Systeme. N. 6. Paderborn: Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, 2009. Band 250, 17—28 S.

на границе заноса или с заносом становится привлекательным, так как существенно снижаются затраты энергии ДВС. Проведенное авторами имитационное моделирование входа в поворот на 2-й, 3-й и 4-й передачах БГМ со скоростями соответственно 7, 11 и 17 м/с показало, что двигатель затрачивает 180, 100 и 30 кДж энергии, т. е. затраты энергии ДВС снижаются с увеличением скорости поворота, но на высоких скоростях возникает занос. При этом поворот в заносе не требует больших затрат мощности от ДВС, часто машину "закручивает" только сила инерции, двигатель лишь удерживает машину на траектории движения своевременным сбросом педали подачи топлива (ППТ) и нажатия на ППТ [3].

На возможность управления машиной на границе или даже за границей заноса указывают труды В. И. Красненькова [3] и других авторов [4, 5]. Именно В. И. Красненьков ввел понятие "динамической управляемости" в развитие термина "управляемости" как бы "статической".

Машиной в заносе успешно управляют опытные водители-гонщики, следовательно, если алгоритмизировать их работу, то управление БГМ в заносе можно поручить автоматической системе (АС).

Анализ систем управления криволинейным движением БГМ показал, что известные алгоритмы управления обеспечивают предотвращение заноса БГМ, но не поддержание устойчивого движения машины при возникновении заноса.

Известна система управления поворотом [6], которая автоматически ограничивает скорость движения БГМ уменьшением частоты вращения вала двигателя по результатам сравнения фактической угловой скорости поворота машины, определяемой датчиком угловой скорости, и расчетной угловой скорости, опреде-

ляемой по скоростям вращения гусениц. Однако возможность обеспечения траекторной устойчивости такой системой ограничена, так как в этом случае необходимо определять не только отношение угловых скоростей, но и соответствие фактической кривизны траектории движения БГМ задаваемой траектории.

Большую точность управления поворотом БГМ в заносе обеспечивает система управления поворотом [7], которая сочетает и курсовую, и траекторную устойчивость. Так как движение машины с боковым заносом идентифицируется не только по превышению фактической угловой скоростью поворота центра тяжести (ЦТ) машины (траекторный угол) расчетного значения, но и по превышению боковым ускорением кормовой части корпуса ускорения носовой части (курсовой угол). Данная система ограничивает занос путем управления торможением БГМ, увеличением угловой скорости и кривизны траектории в сторону заноса, переключением передачи в автоматической коробке переключения передач (АКПП) на более низкую. Данная система кроме выполнения условий вписывания в ограниченный коридор позволяет повысить скорость движения БГМ. Однако ее эффективность определяется не только усложнением алгоритма управления, но и необходимостью усложнения аппаратной части системы (установка гидрозамедлителя и G-сенсора), а также эффективность системы управления доказана только при работе машины на скоростях выше 35 км/ч.

Известны работы [8, 9], в которых повышения подвижности и маневренности БГМ решаются построением замкнутой системы дополнительного регулирования положения наклонной шайбы насоса гидрообъемной передачи (ГОП) по критерию разности кривизны траектории, задаваемой штурвалом, и кривизны

траектории, реализуемой на местности. Последняя рассчитывается как отношение угловой скорости поворота машины в плане, измеряемой гироскопическим датчиком, к продольной теоретической скорости ЦТ машины, оцениваемой по частоте вращения выходного вала КПП. Однако имитационное моделирование движения БГМ с данной системой показало, что она не всегда эффективна [9]. Например, при резком повороте штурвала машина неизбежно уходит в занос, несмотря на систему слежения и стабилизации траектории движения. Иначе говоря, задаваемые водителем через штурвал траектории движения не могут быть реализованы на большой скорости.

Итак, несмотря на актуальность вопроса управления БГМ в заносе и некоторые исследования в этом направлении, говорить о том, что задача автоматического удержания БГМ в управляемом заносе решена, не приходится. Ведь перечисленные известные алгоритмы управления криволинейным движением БГМ предотвращают занос машины, но не обеспечивают ее устойчивое движение при возникновении заноса. Именно это и стало предметом исследований авторов данной статьи.

Системный подход к разработке алгоритма управления начинают с получения математической модели объекта управления, так как работоспособность и эффективность любого алгоритма управления движением БГМ в заносе необходимо подтвердить экспериментальными данными, которые на стадии разработки алгоритма получают только имитационным моделированием движения БГМ.

Анализ известных математических моделей движения БГМ [5, 8, 10] показал, что математическая модель [8] больше других отвечает требованиям, выполнение которых гарантирует получение по результатам расчетов

полезной и достоверной информации:

полное отражение свойств моделируемого объекта;

принятые в модели допущения позволяют исследовать именно криволинейное движение БГМ без учета аспектов, несущественных для решения основной задачи;

универсальность модели, позволяющая использовать ее для моделирования движения как БГМ, так и промышленных тракторов и других гусеничных машин с бесступенчатой трансмиссией и механизмом поворота.

Авторами статьи выдвинута гипотеза: для повышения маневренности БГМ необходимо при криволинейном движении контролировать боковое ускорение ЦТ машины и при его критическом значении уменьшать подачу топлива в ДВС независимо от положения ППТ; управление заносом реализовать перераспределением крутящих моментов по бортам, а при стабилизации бокового ускорения автоматически восстановить подачу топлива до уровня, заданного ППТ.

Работоспособность и эффективность подобного принципа управления моторно-трансмиссионной установкой в заносе подтверждена результатами имитационного моделирования движения БГМ, выполненным с использованием модели движения [8]. Для учета особенностей движения БГМ в заносе, возникающем при повороте, в модель [8] внесли следующие уточнения.

1. Разделили понятия курсового и тракторного углов и угла увода (рис. 1): $\varphi = \alpha + \beta$, где φ — курсовой угол между продольной осью машины и осью Y неподвижной системы координат; α — угол между касательной к траектории ЦТ и осью Y ; β — угол увода между касательной к траектории и продольной осью машины; МЦВ — мгновенный центр вращения; R — радиус траектории ЦТ машины; C — ЦТ машины; X ,

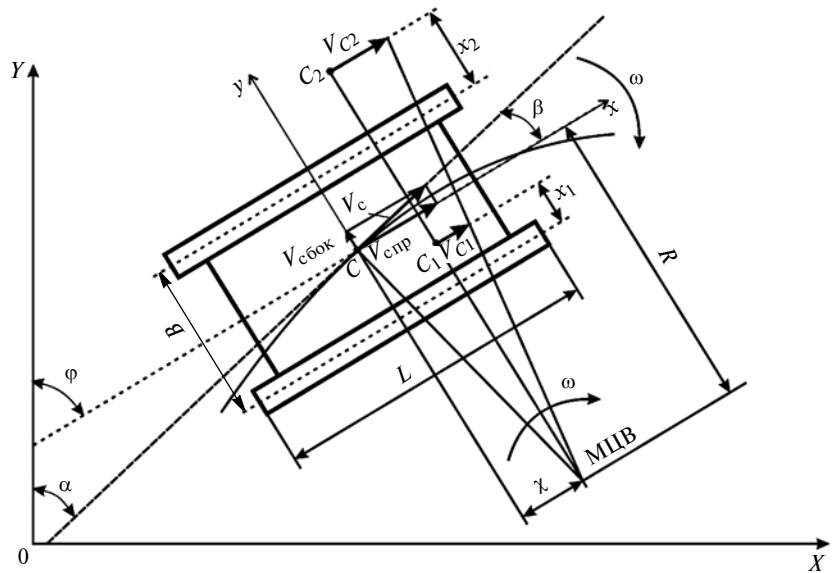


Рис. 1. Расчетная схема движения БГМ

Y и x, y — соответственно неподвижная и подвижная системы координат; C_1, C_2 — полюса поворота гусениц; x_1, x_2 — поперечные смещения полюсов поворота гусениц; $V_c, V_{c пр}, V_{c боко}$ — скорость машины соответственно в ЦТ и ее продольная и боковая составляющие; V_{C1}, V_{C2} — скорости в полюсах C_1 и C_2 поворота; ω — угловая скорость корпуса БГМ.

2. В уравнения движения корпуса БГМ с учетом угла β увода включили продольную составляющую силы сопротивления боковому перемещению $R_{\Pi} = R_6 \tan \beta$:

$$\frac{d^2 X_c}{dt^2} = [(P_2 + P_1 - P_{f_2} - P_{f_1}) \sin \varphi + R_6 \cos \varphi + R_{\Pi} \sin \varphi] \frac{g}{G};$$

$$\frac{d^2 Y_c}{dt^2} = [(P_2 + P_1 - P_{f_2} - P_{f_1}) \cos \varphi - R_6 \sin \varphi + R_{\Pi} \cos \varphi] \frac{g}{G};$$

$$\frac{d^2 \alpha}{dt^2} = \left[(P_2 - P_1 - P_{f_2} - P_{f_1}) \frac{B}{2} - \text{sign} \left(\frac{d\alpha}{dt} \right) M_c \right] \frac{1}{J_c},$$

где P_2, P_1 и P_{f_2}, P_{f_1} — силы соответственно тяги и сопротивле-

ния на забегающем и отстающем бортах; R_6, R_{Π} — боковая и продольная силы сопротивления, дополнительно возникающие при повороте; g — ускорение свободного падения; G — вес гусеничной машины, Н; M_c — момент сопротивления повороту, Н · м.

3. Учли изменение момента J_c инерции корпуса БГМ от продольного смещения χ полюса поворота:

$$J_c = \frac{m}{12} (L^2 + B^2 + 12\chi^2),$$

где m — масса гусеничной машины, кг; L и B — соответственно длина и ширина корпуса БГМ; χ — смещение полюса поворота, м.

Внесенные уточнения позволили повысить точность отражения свойств моделируемого объекта и, как следствие, получить результаты, адекватные поведению реального объекта.

Уточненная математическая модель движения БГМ, учитывающая дополнительное регулирование шайбой ГОП и модель механика-водителя [9], реализована в среде VisSim. Результаты имитационного моделирования подтвердили работоспособность уточненной модели как при прямолинейном, так и при криволи-

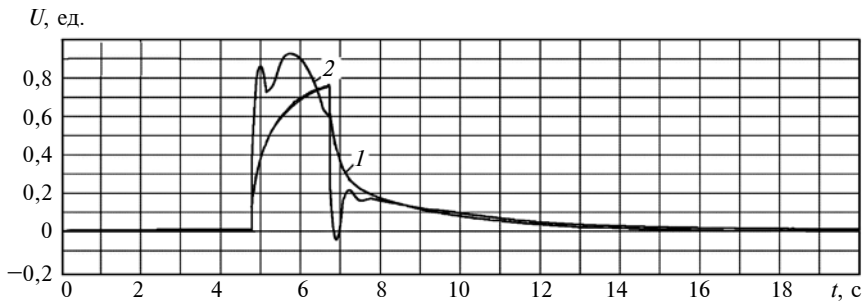


Рис. 2. Перемещения штурвала (1) и наклонной шайбы (2) ГОП механизма поворота

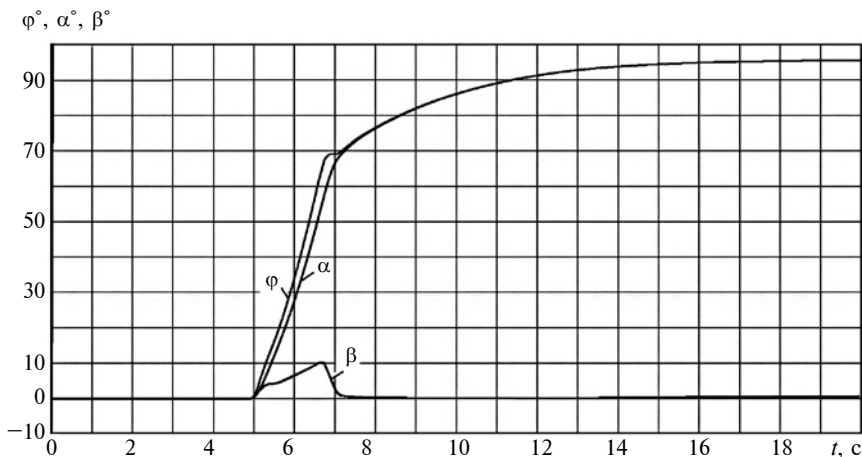


Рис. 3. Изменения траекторного α и курсового φ углов и угла β увода

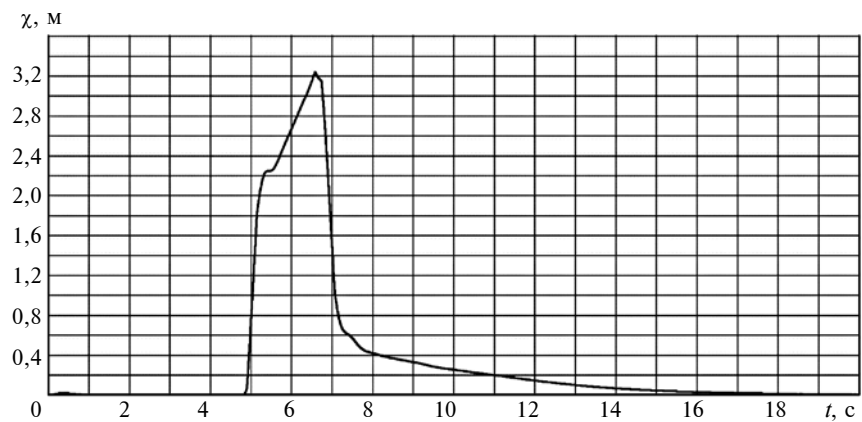


Рис. 4. Смещение полюса поворота машины

нейном движении объекта на 4-й передаче.

Так как при повороте на высокой скорости возникают большие нормальные ускорения, предложено осуществлять автоматическое управление частотой вращения двигателя по принципу обратной связи: при достижении порогового значения нормального ускорения ЦТ машины умень-

шить подачу топлива, чтобы снизить обороты двигателя в 2 раза. В результате имитационного моделирования движения БГМ авторами определено пороговое значение ускорения — 6 м/с^2 , которое является оптимальным, так как сброс оборотов при ускорении, меньшем 6 м/с^2 , снижает положительный эффект, а при пороговом ускорении, большем 6 м/с^2 ,

велик риск не успеть сбросить обороты двигателя до потери устойчивости.

Результаты имитационного моделирования движения БГМ при тех же начальных условиях (4-я передача, скорость 17 м/с , радиус 16 м), но с дополнительным управлением оборотами двигателя приведены на рис. 2. Зависимости показывают, что перемещение шайбы ГОП (линия 2) отличается от перемещения штурвала (линия 1). Это сказывается влиянием системы дополнительного автоматического регулирования положения шайбы насоса: по результатам контроля давления в магистралях ГОП изменяется угол поворота наклонной шайбы, предотвращая потерю управляемости машиной.

Моделирование движения БГМ в повороте радиусом 16 м показало, что угол β увода составляет 10° (рис. 3), т. е. значительно превышает нормальное значение ($1,8^\circ$). Смещение полюса поворота БГМ характеризует зависимость на рис. 4: для машины, половина продольной базы которой равна 2 м , смещение полюса $\chi = 3,2 \text{ м}$, т. е. полюс поворота далеко впереди передних опорных катков.

Силы тяги в процессе движения изменяются практически симметрично (рис. 5). Во время поворота борта меняются дважды — магистраль нагнетания становится магистралью всасывания и наоборот. Работает АС управления наклонной шайбой ГОП механизма поворота, контролирующая соответствие фактической траектории движения, задаваемой механиком-водителем через штурвал. Перераспределение сил тяг по бортам при движении с заносом — ключ к успеху проведенного эксперимента.

Исследование динамики ускорений ЦТ показало следующее. После достижения порогового поперечного ускорения БГМ происходит сброс оборотов двигателя, однако за счет силы инер-

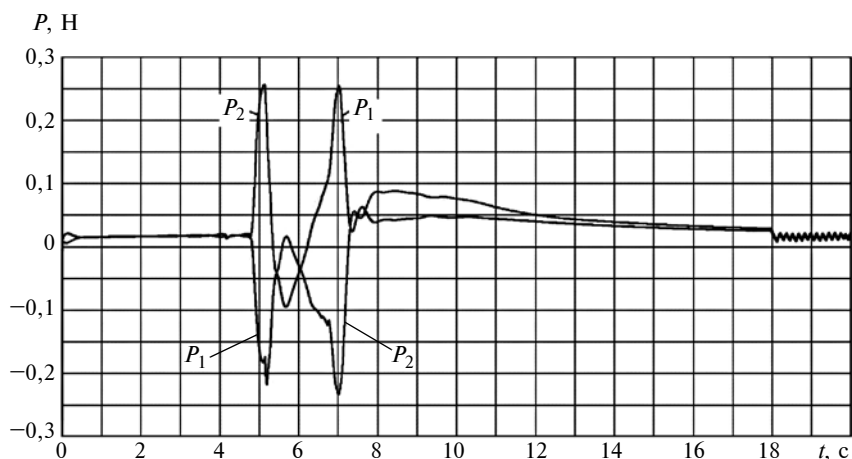


Рис. 5. Изменение сил тяги по бортам в долях веса

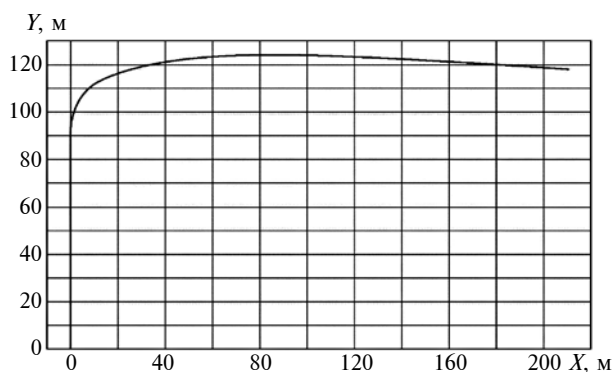


Рис. 6. Траектория движения ЦТ БГМ

ции ускорение продолжало расти. Увеличение порогового значения привело бы к еще большему росту нормального ускорения и, как следствие, к потере управления. Траектория движения ЦТ БГМ (рис. 6) показывает, что объекту удалось совершить поворот с требуемым радиусом даже при наличии заноса.

Полученные результаты говорят о том, что БГМ можно управлять в заносе вопреки установившемуся мнению о невозможности такого маневра. Также установлено, что при моделировании движения на криволинейном участке на 3-й передаче пройденный за 20 с путь составил 183 м, а при движении на 4-й передаче с заносом за то же время — 317 м. В первом случае двигатель работает на максимальных оборотах на протяжении всего пути, во втором случае происходит разгрузка двигателя за счет сброса оборо-

тов, что приводит к экономии топлива.

Выводы

1. Доказана принципиальная возможность управляемого движения быстроходной гусеничной машины в заносе.

2. Уточнена и развита математическая модель движения БГМ, введено дополнительное регулирование частотой вращения вала ДВС.

3. Предложен алгоритм управления частотой вращения вала двигателя путем отслеживания действующего на объект нормального ускорения, в качестве порогового значения установлено ускорение 6 м/с^2 .

4. В результате имитационного моделирования доказана возможность управления поворотом БГМ на высокой скорости при заносе без потери устойчивости.

В частности, переключение передачи с 3-й на 4-ю повышает скорость вхождения в поворот приблизительно на $6 \div 7 \text{ м/с}$, и уменьшает время прохождения поворота с 4,5 до 3 с, что говорит о существенном повышении средней скорости, а следовательно, и маневренности машины. Сброс оборотов при повороте позволил разгрузить двигатель, и тем самым, снизить расход топлива.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Сергеев Л. В. Теория танка. М.: Изд-во Академии, 1973. 493 с.
2. Чобиток В. А. Теория движения танков и БМП: Учебник. М.: Военное издательство, 1984. 263 с.
3. Красеньков В. И. Основы теории управляемости транспортных гусеничных машин. М.: МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1977. 264 с.
4. Благодоров А. А., Держанский В. Б. Динамика управляемого движения гусеничной машины: Учебное пособие. Курган: Изд-во Курганского машиностроительного института, 1995. 162 с.
5. Держанский В. Б. Динамика управляемого движения гусеничной машины с информационно-управляющей системой // Краткие научные сообщения Всероссийской науч.-техн. конф. "Механика и процессы управления моторно-трансмиссионных систем транспортных машин". Курган: Изд-во КГУ, 2003. С. 12—17.
6. Пат. 2158682 Рос. Федерации: МПК В60К41/00. Автоматическая система управления поворотом гусеничной машины.
7. Держанский В. Б., Тараторкин И. А. Алгоритмы управления движением транспортной машины: Монография. Курган: Изд-во Курганского ГУ, 2010. 142 с.
8. Кондаков С. В. Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины путем автоматизации механизма поворота // Вестник ЮУрГУ. Серия "Машиностроение". 2009. Вып. 14. № 33 (166). С. 38—44.
9. Кондаков С. В., Павловская О. О. Автоматизированное управление движением быстроходной гусеничной машины: Монография. Саарбрюкен: Академическое издательство ЛАП ЛАМБЕРТ, 2013. 105 с.
10. Бекетов С. А. Теория управляемого движения гусеничных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017. 125 с.

О. М. УСТАРХАНОВ, д-р техн. наук, Х. М. МУСЕЛЕМОВ, канд. техн. наук, Т. О. УСТАРХАНОВ,
Х. М. ГАППАРОВ (Дагестанский ГТУ, г. Махачкала), e-mail: hairulla213@mail.ru

Влияние сближения слоев трехслойной конструкции на ее напряженно-деформированное состояние

Рассматривается уточненная методика расчета трехслойных конструкций (ТК) в зонах краевых эффектов с учетом влияния сближения несущих слоев на напряженно-деформированное состояние (НДС) ТК. Для определения НДС ТК использованы аппроксимирующие функции распределения деформаций в заполнителе, которые должны соответствовать действительной работе трехмерных конструкций.

Ключевые слова: трехслойная конструкция, несущий слой, сближение слоев, аппроксимирующая функция, заполнитель.

A refined method for calculating three-layer structures (TLS) in the zones of edge effects is considered, taking into account the influence of the approach of load-bearing layers on the stress-strain state (SSS) of the TLS. To determine the SSS of TLS, approximating strain distribution functions in the filler are used, which should correspond to the actual work of three-dimensional structures.

Keywords: three-layer structure, load-bearing layer, approach of layers, approximating function, filler.

В настоящее время в судостроении, самолетостроении, ракетостроении, строительстве и других областях широко применяют многослойные, в том числе трехслойные конструкции (ТК), которые состоят из двух внешних относительно тонких несущих слоев и среднего слоя — заполнителя, имеющего большую толщину. Средний слой изготавливают из малопрочного материала, увеличивающего общую высоту сечения ТК, что в целом повышает прочность и жесткость пакета при небольшой массе. Наряду с разработкой и применением многослойных конструкций большое внимание уделялось и методике их расчета.

Так как многослойные конструкции представляют собой многократно статически неопределимые системы, то точно определить напряженно-деформированное состояние (НДС) ТК сложно. В настоящее время для его определения применяют разные гипотезы и допущения, упрощающие вывод уравнений равновесия и их решения. Для несущих слоев применяют гипотезу Кирхгофа — Лява, для заполнителя — гипотезу "ломаной линии" или гипотезу Нойта (vanderNeit) [1—4], а также допущения о характере распределения напряжений в трехслойном пакете.

Полученные на основании принятых гипотез и допущений уравнения равновесия ТК показали

высокую эффективность при решении многих задач, связанных с определением НДС ТК. Однако в связи с тем что в настоящее время ТК применяются при решении новых задач, связанных с одновременным действием разных нагрузок, уменьшением размеров конструкций, многофункциональностью и др., расчетные характеристики пакета (ТК) не всегда совпадают с экспериментальными данными — особенно в зонах действия сосредоточенных нагрузок, опорных зонах (зонах краевых эффектов), зонах одновременного действия изгибающих моментов и поперечных усилий, и др. Это говорит о том, что в этих зонах используемые методики расчета ТК требуют уточнения.

На кафедре СК и ГТС Дагестанского ГТУ ведутся экспериментальные и теоретические исследования по определению влияния краевых эффектов на несущую способность ТК. В данной работе приводятся результаты исследований по определению влияния краевых эффектов на НДС ТК. Для экспериментальных исследований изготовили пять серий образцов трехслойных балок (ТБ) длиной $L = 40 \div 70$ см, шириной $b = 8 \div 15$ см, высотой $h = 3,5 \div 10$ см. Несущие слои изготавливали из стеклопластика, углепластика и сплава алюминия АМгбМ, заполнитель — сплав алюминия Д16 и алюминиевой фольги. Трехслойные балки симметричного и несимметричного сечения с защемленными концами испытывали на действие равномерно-распределенной нагрузки (рис. 1).

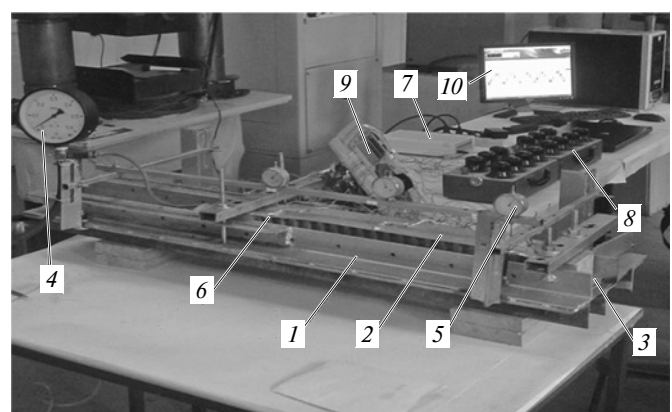


Рис. 1. Установка для испытания ТБ на действие распределенной нагрузки:

1 — установка; 2 — трехслойная балка; 3 — камера для подачи воздуха; 4 — манометр; 5 — индикатор часового типа; 6 — тензорезисторы; 7 — измерительный комплекс ZET-Lab; 8 — магазин сопротивлений; 9 — переключатель датчиков; 10 — ПК с программой "тензометр"

Наряду с экспериментальными исследованиями проводили теоретические расчеты ТК с целью учета влияния сближения несущих слоев на НДС ТК. Известно, что при определении НДС ТК используют аппроксимирующие функции распределения деформаций в заполнителе, которые должны соответствовать действительной работе трехмерной конструкции и удовлетворять граничным условиям. В данной работе в качестве таких функций приняли зависимости:

$$\begin{cases} f_1 = \left(0,5 - \frac{t_1 z}{t_2 C}\right); \\ f_2 = \left(0,5 + \frac{t_1 z}{t_2 C}\right), \end{cases} \quad (1)$$

где t_1 и t_2 — толщины несущих слоев; C — толщина заполнителя; z — координата по оси z .

Функции получены на основании экспериментальных исследований и физического поведения несущих слоев и заполнителя и учитывают линейное распределение деформаций по высоте заполнителя, но в отличие от гипотезы Нойта при этом учитывают сжатие заполнителя, т. е. сближение несущих слоев. Они соответствуют условиям неразрывности деформаций заполнителя и несущих слоев по перемещениям и углам поворота нормалей на границе "заполнитель — несущий слой".

Перемещения в заполнителе (рис. 2) выражаются через перемещения несущих слоев с использованием функций (1). На основании этого получили следующие выражения для перемещений заполнителя:

$$\begin{cases} u_3 = u_1(x, y)f_1(z) + u_2(x, y)f_2(z) - \\ - \frac{t_1}{2R_3}f_1(z)\frac{\partial w_1(x, y)}{\partial \alpha} + \frac{t_2}{2R_3}f_2(z)\frac{\partial w_2(x, y)}{\partial \alpha}; \\ v_3 = v_1(x, y)f_1(z) + v_2(x, y)f_2(z) - \\ - \frac{t_1}{2R_3}f_1(z)\frac{\partial w_1(x, y)}{\partial \beta} + \frac{t_2}{2R_3}f_2(z)\frac{\partial w_2(x, y)}{\partial \beta}; \\ w_3 = w_1(x, y)f_1 + w_2(x, y)f_2, \end{cases} \quad (2)$$

где u_3, v_3, w_3 — перемещения заполнителя по осям x, y, z , (α, β, γ); $u_1, u_2, v_1, v_2, w_1, w_2$ — перемещения несущих слоев по осям x, y, z , (α, β, γ); f_1, f_2 — аппроксимирующие функции; R_3 — радиус средней поверхности заполнителя. Индексы 1 и 2 соответствуют первому и второму несущим слоям, индекс 3 — заполнителю.

Так как ТК — многократно статически неопределимая система, авторы предлагают для расчета использовать теорему о минимуме потенциальной

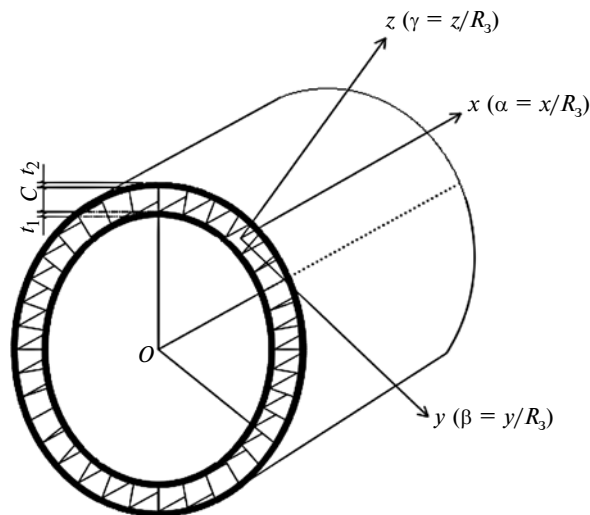


Рис. 2. Фрагмент трехслойной конструкции:

t_1, t_2 — толщины несущих слоев; C — толщина заполнителя

энергии, которая позволяет исследовать многие задачи равновесия упругого тела, в том числе и ТК.

В общем виде потенциальную энергию ТК можно записать как функционал:

$$\begin{aligned} \Pi = & \int_{x_1}^{x_2} \int_{y_1}^{y_2} U[(x, y, \xi, \xi_x, \xi_y, \xi_{xx}, \xi_{xy}, \xi_{yy}, \\ & \rho, \rho_x, \rho_y, \rho_{xx}, \rho_{xy}, \rho_{yy}, \dots)] dx dy = \\ = & \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \int_{\beta_1}^{\beta_2} \left[\int_{-\frac{C}{2}}^{\frac{C}{2}} (\sigma_{\alpha 3} \varepsilon_{\alpha 3} + \sigma_{\beta 3} \varepsilon_{\beta 3} + \sigma_{z 3} \varepsilon_{z 3} + \tau_{\alpha \beta 3} \varepsilon_{\alpha \beta 3} + \right. \\ & + \tau_{\alpha z 3} \varepsilon_{\alpha z 3} + \tau_{\beta z 3} \varepsilon_{\beta z 3}) dz + \int_{-\frac{C}{2}}^{\frac{C}{2}} (\sigma_{11 C} \varepsilon_{11 C} + \\ & - \left. \left(\frac{C}{2} + t_1\right) \right. \\ & + \sigma_{21 C} \varepsilon_{21 C} + \tau_{1 C} \gamma_{1 C} + \sigma_{11 u} \varepsilon_{11 u} + \sigma_{21 u} \varepsilon_{21 u} + \\ & \left. \left(\frac{C}{2} + t_2\right) \right. \\ & + \tau_{1 u} \gamma_{1 u}) dz + \int_{\frac{C}{2}}^{\frac{C}{2}} (\sigma_{12 C} \varepsilon_{12 C} + \sigma_{22 C} \varepsilon_{22 C} + \\ & + \tau_{2 C} \gamma_{2 C} + \sigma_{22 u} \varepsilon_{22 u} + \sigma_{12 u} \varepsilon_{12 u} + \tau_{2 u} \gamma_{2 u}) dz - Z_1 w_1 - \\ & \left. - Z_2 w_2 - X_1 u_1 - X_2 u_2 - Y_1 v_1 - Y_2 v_2 \right] d\alpha d\beta. \quad (3) \end{aligned}$$

Применив процедуру М. В. Остроградского [5], минимизируем функционал (3) потенциальной энергии по всем компонентам НДС и найдем систему уравнений равновесия трехслойной цилиндрической оболочки, полученную Х. М. Муселемовым [6], которые можно решить при помощи па-

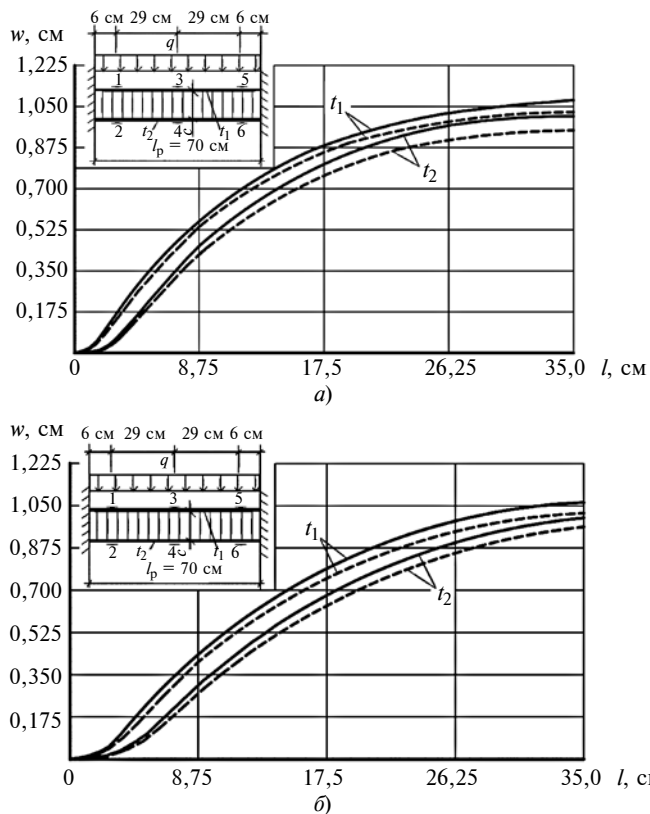


Рис. 3. Зависимости теоретических (сплошные линии) и экспериментальных (штриховые линии) перемещений w несущих слоев от длины l защемленной балки при равномерной нагрузке q : а — $t_1 = 0,1$ см и $t_2 = 0,15$ см; б — $t_1 = 0,15$ см и $t_2 = 0,1$ см; 1–6 — места расположения датчиков (тензорезисторов)

кетов прикладных программ. (В силу громоздкости уравнения в статье не приводятся).

В данной работе уравнения решали в пакете прикладных программ математического моделиро-

вания Maple 5.4. В качестве примера выбрали трехслойную балку (ТБ) с параметрами: расчетная длина балки $l_p = 70$ см; толщина заполнителя $C = 6$ см; толщина верхнего $t_1 = 0,1$ см и нижнего $t_2 = 0,15$ см несущих слоев; $t_{зап} = 0,012$ см. Заполнитель — шестигранный с основанием $r = 1,2$ см. На балку действует равномерно распределенная нагрузка q . На рис. 3 и 4 приведены результаты расчетов напряжений и прогибов ТК несимметричного сечения при действии равномерно распределенной нагрузки. Результаты расчетов сравнивали с результатами, приведенными в работе [7].

Анализ теоретических и экспериментальных исследований показал.

Для несимметричных ТБ с защемленными концами при действии равномерной нагрузки наблюдаются сближение несущих слоев на расстоянии $(0,1 \div 0,18)l$ от опоры и увеличение напряжений у опор в тонком несущем слое.

Расхождение между теоретическими и экспериментальными прогибами — $6 \div 15$ %.

Расхождение между теоретическими и экспериментальными напряжениями — $5 \div 20$ %.

Расхождение прогибов у опор при нагружении несущих слоев: тонкого слоя — до 20 %, при большей толщине слоя — до 16 %.

Расхождение результатов исследований работы [7] и данной статьи — $2 \div 4$ %.

Результаты исследований показали, что предложенные функции распределения деформаций в заполнителе достаточно точно отражают совместную работу слоев ТК для инженерных расчетов, а в целом для несимметричных ТК значительное влияние краевых эффектов и необходимость его учета при проектировании таких конструкций.

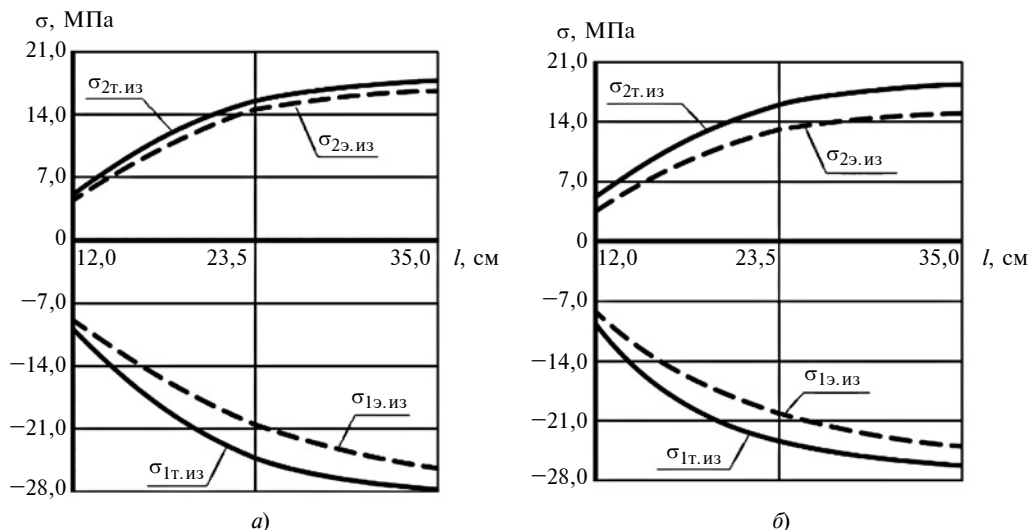


Рис. 4. Зависимости теоретических σ_T (сплошные линии) и экспериментальных σ_ε (штриховые линии) изгибных напряжений от длины l защемленной балки при равномерной нагрузке q : а — $t_1 = 0,1$ см и $t_2 = 0,15$ см; б — $t_1 = 0,15$ см и $t_2 = 0,1$ см

И. Н. КАРЕЛИН, д-р техн. наук, В. Д. СЕДЫХ, д-р физ.-мат. наук (РГУ нефти и газа (НИУ) им. И. М. Губкина), Л. В. СЕДЫХ (НИТУ "МИСиС"), e-mail: karelin-in@mail.ru

Совершенствование износостойкого запорного узла "ИГР" нефтегазовой арматуры

Анализ геометрических особенностей проточной части работающей шиберной и шаровой трубопроводной арматуры позволил установить зоны формирования наиболее интенсивного перекрытия потока загрязненной среды, скорость которого является значимым фактором ее агрессивности. Даны рекомендации по повышению эффективности защитных функций подвижных деталей запорных узлов.

Ключевые слова: шиберная задвижка, шаровой кран, запорный узел, площадь прохода, разгрузочные канавки, техническая керамика.

Analysis of the geometric features of the flow path of the operating gate and ball valves of tube fittings made it possible to establish the zones of formation of the most intense blocking of the flow of the polluted medium, the speed of which is a significant factor in its aggressiveness. Recommendations for improving the effectiveness of the protective functions of the moving parts of the shut-off units are given.

Keywords: slide gate valve, ball valve, shut-off unit, passage area, relief grooves, technical ceramics.

В современном арматуростроении для различных газонефтяных трубопроводов высокого условного давления наиболее эффективными запорными устройствами (ЗУ) являются шиберные (плоскопараллельные) задвижки и шаровые краны. Их неоспоримое преимущество по сравнению с другими известными полнопроходными ЗУ (вентили, клиновые задвижки, дисковые затворы и др.) — минимальное гидравлическое сопротивление проточной части в положении "Открыто", равное гидросопротивлению прилегающего прямолинейного участка трубопровода того же проходного сечения.

Экономия затрат энергии на транспортировку газообразных, жидких и многофазных рабочих сред, а также повышение надежности трубопроводных систем в этом случае заметно окупает затраты на некоторое сравнительное усложнение этих ЗУ, которое и обусловило довольно широкое их применение в трубопроводных системах разных отраслей промышленности.

Однако проблема обеспечения полноресурсной работы данных устройств с потоками загрязненных механическими примесями сред не теряет актуальности, например, для газонефтяного оборудования. Отказы таких изделий по причине абразивной эрозии деталей проточной части выражаются потерей герметичности ЗУ с крайне негативными последствиями. Борьба за надежность данных трубопроводных устройств ведется давно и на разных этапах жизненного цикла изделий.

Авторы настоящей работы последовательно реализуют собственное оригинальное научно-техническое направление в данной области, основанное на разработанном методологическом принципе разделения функций в конструкциях трубопроводных устройств для загрязненных сред. Принцип сформулирован в результате интерпретации поставленного параллельно с американскими специалистами [1] диагноза отказов ЗУ газонефтяной фонтанной шиберной задвижки (рис. 1, а, б). Процесс закрытия/открытия ЗУ в зоне защемления загрязненного потока продукции нефтяных и газовых скважин приводит, как известно [2], к резкому увеличению его скорости и агрессивности, критичность которых в шаровой трубопроводной арматуре отмечали российские специалисты [3]. Результат выражается локальным нарушением герметизирующей функ-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 34)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Александров А. Я., Трофимов Э. П. Местная устойчивость трехслойных пластин с сотовым наполнителем при продольном сжатии // Расчеты элементов авиационных конструкций. Т. 4. М.: Машиностроение, 1965. С. 3–72.
2. Болотин В. В. К теории слоистых плит // Изв. АН СССР. Механика и машиностроение. 1963. № 3. С. 65–72.
3. Рабинович А. Л. Устойчивость обшивки с наполнителем при сжатии II // Тр. ЦАГИ. № 595. М.: Изд. бюро новой техники, 1946. 38 с.

4. Ramesh T. C. and Ganesan N. Vibration and damping analysis of cylindrical shells with a constrained damping layer // ComputStruct. 1993. 46 (4). P. 751–758.

5. Остроградский М. В. Избранные труды / Под ред. В. И. Смирнова. Л.: Изд-во АН СССР, 1958. 471 с.

6. Муселемов Х. М. Напряженно-деформированное состояние трехслойных балок с учетом влияния клевого шва и температуры: Дисс. ... канд. техн. наук. Махачкала, 2013.

7. Устарханов О. М. Вопросы прочности трехслойных конструкций с регулярным дискретным наполнителем: Дисс. ... д-ра техн. наук. Ростов-на-Дону, 2000.

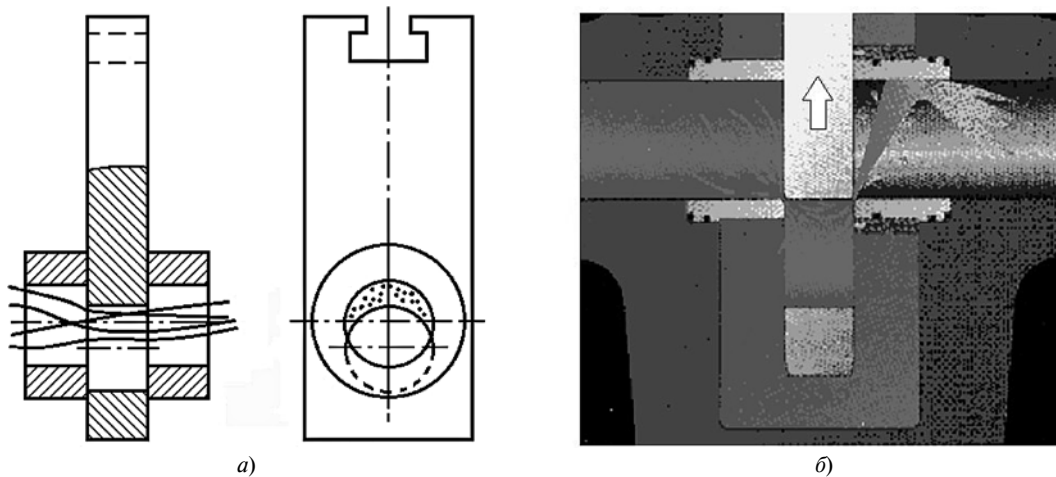


Рис. 1. Российская (а) и американская (б) схемы заземления потока в шиберной задвижке

ции любого существующего ЗУ и его последующим неустраняемым отказом (рис. 2, а, б).

В рассматриваемых ЗУ — шиберной задвижке и шаровом кране, зона локальных повреждений на шибере или шаровой пробке на обеих (входной и выходной) сторонах герметизирующих поверхнос-

тей отделена от края проходного отверстия разгрузочно-абразивоудаляющими канавками [4]. При этом сохраняются массогабаритные параметры известных конструкций данных изделий. Наличие канавок позволяет распределить заземляемый поток среды на входе в изделие между уменьшающимся проходным отверстием ЗУ и проходным сечением канавки, сообщающейся через полость в корпусе с симметрично расположенной канавкой на выходной стороне. В этом случае при близком к максимальному перепаду давления среды нагрузка на закрывающемся ЗУ заметно снижается, что связано с изменением гидрогазодинамической ситуации в ближайшей окрестности изнашиваемых поверхностей его деталей. Эксплуатационные испытания опытных образцов изделий показали защищенность герметизирующих поверхностей деталей ЗУ при разных загрязнениях в потоке (рис. 3, а, б).

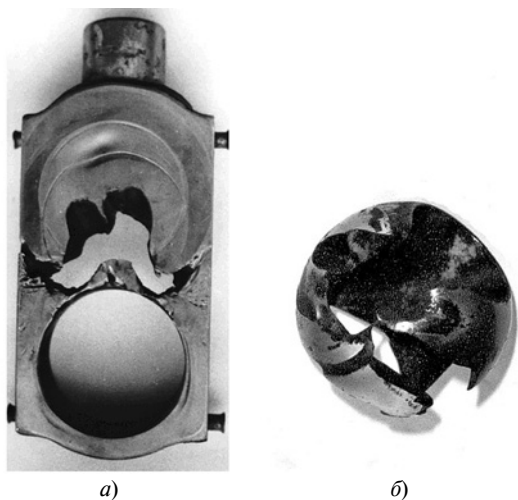


Рис. 2. Отказы шиберной задвижки (а) и шарового крана (б)

Идентичность рассматриваемых трубопроводных устройств в положении "Открыто" не означает их идентичности при работе, т. е. при перекрытии агрессивного потока. Причина этого заключается в геометрической форме деталей рассматриваемых затворов. В настоящей работе исследуемым параметром конструкций выбрано изменение площади сечения перекрываемого цилиндрического проходного отверстия затворов как наиболее значимого фактора влияния на агрессивность потока. Отметим, что в рассматриваемых геометрических задачах положение ЗУ "Закрыто" отличается от положения в реальных конструкциях герметичного перекрытия и означает только условное положение "Закрыто", т. е. положение касания в одной точке окружностей сечения проходного отверстия седла и подвижного запирающего элемента (шибера или шаровой пробки). Характер изменения этой площади рассматриваемых ЗУ положен в основу модификации их проточной части на базе упомянутого технического решения [4].

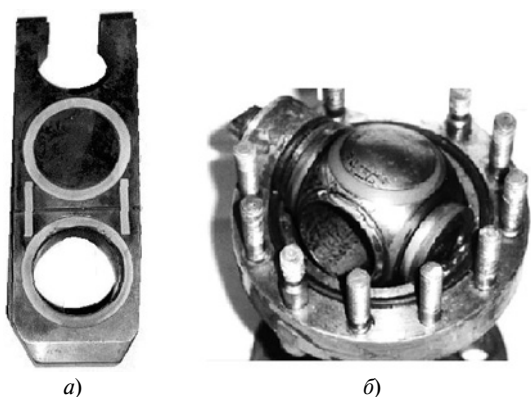


Рис. 3. Модернизированные шибер (а) фонтанной задвижки ЗФ 2.700-00.000 и шаровая пробка (б) крана МА 39208-050

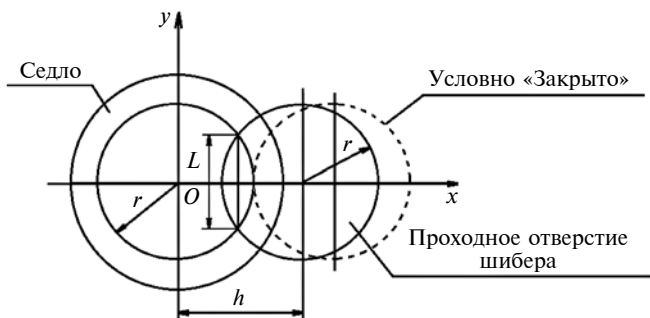


Рис. 4. Расчетная схема площади прохода ЗУ шиберной задвижки

Простейшим случаем геометрической задачи является плоский вариант запорного узла в шиберной задвижке. Площадь перекрываемого прохода (рис. 4) состоит из двух одинаковых сегментов круга радиуса r , стягиваемых единой хордой длиной

$$L = L(h) = \sqrt{4r^2 - h^2},$$

где $0 \leq h \leq 2r$ — рабочий ход шибера из положения "Открыто" до условного положения "Закрыто".

Площадь полуоткрытого прохода в зависимости от рабочего хода шибера определим по формуле

$$S(h) = 2r^2 \left(\arccos\left(\frac{h}{2r}\right) - \left(\frac{h}{2r}\right) \sqrt{1 - \left(\frac{h}{2r}\right)^2} \right). \quad (1)$$

Функция $S = S(h)$ непрерывна и дифференцируема при любом $h \in [0, 2r]$, а выражение

$$S'(h) = -2r \sqrt{1 - \left(\frac{h}{2r}\right)^2} \quad (2)$$

характеризует скорость изменения площади прохода ЗУ при перемещении шибера.

Получение зависимостей, аналогичных формулам (1) и (2), для сферического варианта запорного узла в шаровом кране представляется пространственной и значительно более сложной задачей. Формулируемая впервые, эта задача решается методами аналитической геометрии.

Представим шаровой кран в положении "Открыто" в системе координат $Oxyz$ (рис. 5), где O — центр шаровой пробки; x — ось проходного отверстия неподвижных седел шарового ЗУ; y — ось поворота шаровой пробки; z — ось, перпендикулярная плоскости Oxy . В этой системе координат проходное отверстие задается уравнением

$$y^2 + z^2 = r^2,$$

а поверхность шаровой пробки — уравнением

$$x^2 + y^2 + z^2 = R^2, \quad (3)$$

где $r > 0$ — радиус проходных отверстий неподвижного седла и шаровой пробки; $R > 0$ — радиус шаровой пробки; $R > r$.

В полуоткрытом положении ЗУ ось проходного отверстия шаровой пробки образует угол α с осью x , где $0 \leq \alpha \leq \pi/2$, т. е. отсчет этого угла ведется от оси x в направлении оси z . Поэтому проходное отверстие пробки определяется уравнением

$$y^2 + (z \sin \alpha - z \cos \alpha)^2 = r^2.$$

Радиус r должен удовлетворять условию $2r^2 \leq R^2$ перекрытия ЗУ при $\alpha = \pi/2$.

Пересечение проходного отверстия пробки со сферой [формула (3)] состоит из двух окружностей Γ_{α}^{\pm} радиуса r , лежащих соответственно в плоскостях:

$$x \cos \alpha + z \sin \alpha = \pm \sqrt{R^2 - r^2}.$$

Пусть $\tilde{\Gamma}_{\alpha}^{+}$ — часть окружности Γ_{α}^{\pm} , лежащая внутри проходного отверстия неподвижного седла, а γ_{α} — ортогональная проекция кривой $\tilde{\Gamma}_{\alpha}^{+}$ на плоскость $x = 0$. Тогда кривая γ_{α} задается условиями:

$$\sqrt{R^2 - y^2 - z^2} \cos \alpha + z \sin \alpha = \sqrt{R^2 - r^2}; \quad y^2 + z^2 \leq r^2.$$

Кривая γ_{α} делит круг $y^2 + z^2 \leq r^2$ на две части — выпуклую и невыпуклую. Площадь $S = S(\alpha)$ выпуклой части и есть площадь прохода ЗУ шарового крана, определяемая по формуле

$$S(\alpha) = \left(r^2 \arcsin \frac{L}{2r} - \frac{L}{4} \sqrt{4r^2 - L^2} \right) (1 + \cos \alpha),$$

где $L = L(\alpha) = 2 \frac{\sqrt{r^2 - R^2 \sin^2(\alpha/2)}}{\cos(\alpha/2)}$.

Функция $S = S(\alpha)$ непрерывна и дифференцируема при любом $\alpha \in [0, \pi/2]$. Более того, функция $S'(\alpha)$ непрерывна на отрезке $[0, \pi/2]$, т. е. функция $S = S(\alpha)$ непрерывно дифференцируема.

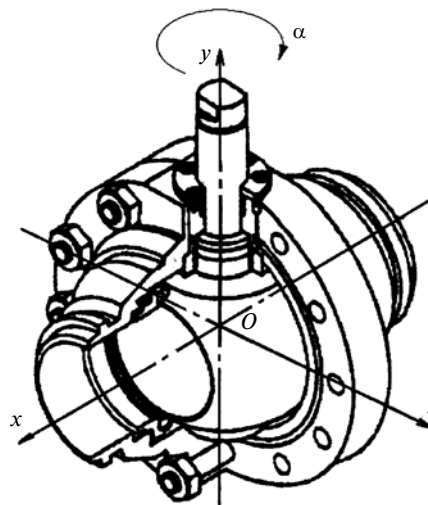


Рис. 5. Система координат шарового крана

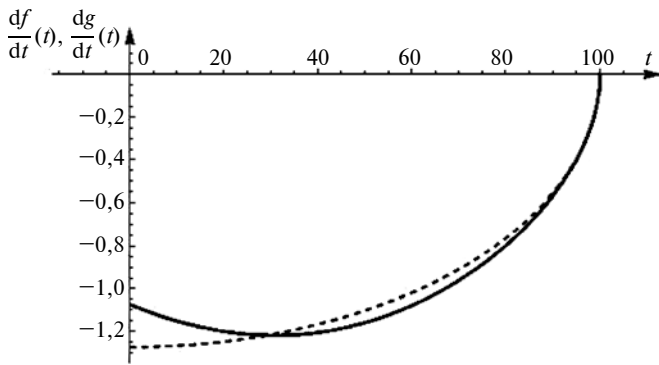


Рис. 6. Изменения площади прохода шиберного (штриховая линия) и шарового (сплошная линия) ЗУ

Пусть $R = kr$, где $k \in [\sqrt{2}, 2]$ (диапазон k начинается с теоретического значения $k = \sqrt{2}$ и далее охватывает существующие на практике значения k). Тогда

$$S(\alpha) = r^2(1 + \cos\alpha) \left(\arcsin \frac{\sqrt{1 - k^2 \sin^2(\alpha/2)}}{\cos(\alpha/2)} - \sqrt{k^2 - 1} \frac{\sqrt{1 - k^2 \sin^2(\alpha/2)}}{\cos(\alpha/2)} \operatorname{tg}(\alpha/2) \right) \quad (4)$$

при любом $\alpha \in [0, 2\arcsin(1/k)]$. Характер изменения площади прохода при этих α определяется формулой

$$S'(\alpha) = -r^2 \left(\sin\alpha \arcsin \frac{\sqrt{1 - k^2 \sin^2(\alpha/2)}}{\cos(\alpha/2)} + 2\sqrt{k^2 - 1} \cos(\alpha/2) \sqrt{1 - k^2 \sin^2(\alpha/2)} \right). \quad (5)$$

Зависимости (1), (2) и (4), (5) убедительно показывают заметную разницу в изменении площади прохода при перекрытии рассматриваемых затворов и соответственно скорости потока в них. Для корректности сравнения эта разница наглядно выражается графиками изменения площади прохода в относительных величинах, т. е. в процентном выражении рабочего хода t и площади прохода $g(t)$ и $f(t)$ затворов с равными диаметрами $2r$ проходного отверстия:

для шиберного ЗУ

$$t = 100 \frac{h}{2r}, \quad g(t) = 100 \frac{S(2rt/100)}{\pi r^2}, \quad t \in [0, 100];$$

для шарового ЗУ

$$t = 100 \frac{\alpha}{\alpha_*}, \quad f(t) = 100 \frac{S(\alpha_* t/100)}{\pi r^2}, \quad t \in [0, 100].$$

В обеих формулах 0 % означает положение "Открыто", 100 % — "Закрыто". Абсцисса графиков сравнимо показывает степень t перекрытия ЗУ, ор-

дината — характер изменения площади прохода, т. е. $\frac{dg}{dt}(t)$ и $\frac{df}{dt}(t)$ (рис. 6). Графики функций изображены в обоих случаях при $r = 1$, а для шарового ЗУ существующее в реальных конструкциях кранов значение $k = 1,6$.

Считается, что наиболее резкое уменьшение площади прохода в процессе перекрытия данных трубопроводных устройств начинается с половины рабочего хода (в данном случае условного, как указано выше) подвижного запорного органа. По графику для шиберного ЗУ интенсивное уменьшение площади прохода начинается именно при перекрытии $> 50 \div 60$ %. Однако для шарового ЗУ вследствие установленных геометрических причин интенсивное уменьшение площади прохода наблюдается уже в зоне перекрытия $> 30 \div 40$ %.

Все это однозначно связано со скоростью загрязненного потока и его агрессивностью. Это значит, что любые защитные мероприятия деталей этих ЗУ следует проводить именно в зонах наиболее интенсивного уменьшения площади прохода. В данном случае, учитывая доказанную на практике эффективность износостойкого ЗУ "ИГР" (см. рис. 3), совершенствование технического решения можно реализовать с наименьшими затратами и при сохранении габаритных размеров модифицируемых изделий. Согласно полученным в настоящей работе закономерностям изменения площади прохода ЗУ определяют требуемое расположение в выделенных зонах и выбор ширины поперечных разгрузочно-абразивоудаляющих канавок, пропускная способность которых увеличивается по мере приближения к практическому перекрытию проходного отверстия (рис. 7).

При этом основная канавка расположена на запорной части подвижной детали ЗУ и имеет ширину s_0 контактной поверхности седла и глубину, не нарушающую прочность детали. Ширина дополнительных канавок не больше основной. Учитывая максимальную агрессивность потока, воспринимаемую основной канавкой, для более эффективной защиты ее выполняют на шибере в виде вставки из керамического материала, а на шаровой пробке — с защитным покрытием. Толщина b_c стенки керамической вставки обусловлена геометрическими параметрами шибера и кольцевыми керамическими элементами на запорной части.

Применение технической керамики в трубопроводной запорной и регулирующей нефтегазовой арматуре оказалось весьма полезным для защиты от коррозии и абразивной эрозии [5]. Керамическая вставка соединяется с подвижной деталью затвора аналогично кольцевым керамическим элементам с помощью композиционного компаунда соответствующей стойкости. Наиболее важным ограничением применения технической керамики

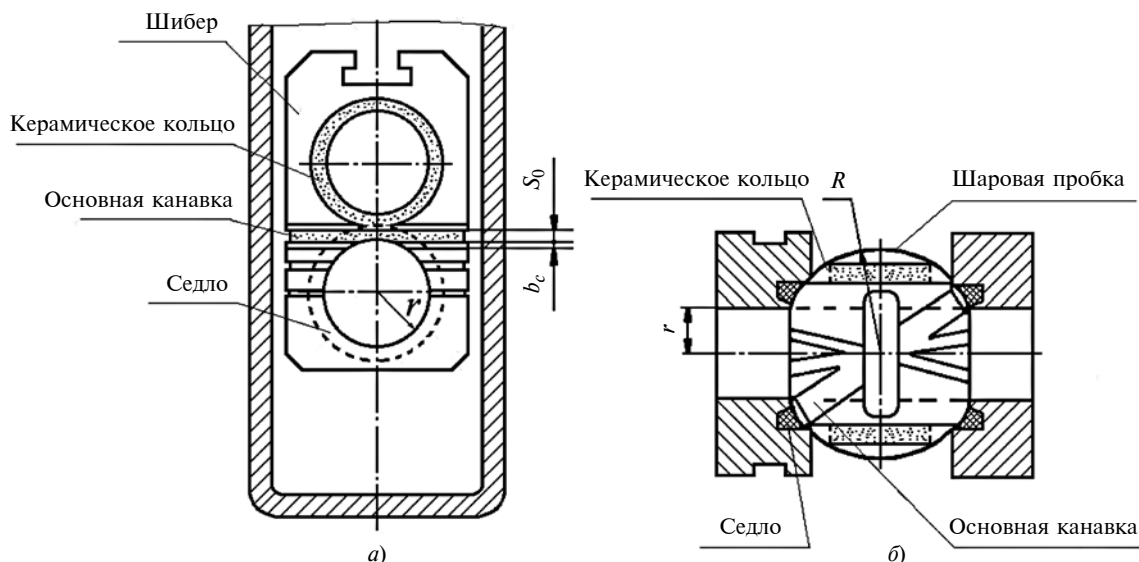


Рис. 7. Модифицированные шиберное (а) и шаровое (б) ЗУ в положении "Открыто"

является ее прочность, обусловленная неоднородностью физико-механических свойств [6].

В данном случае для оценки запаса прочности керамических материалов при участии специалистов НИТУ "МИСиС" разработаны следующие рекомендации. Для распределения Вейбулла, используемого в расчетах при нестабильности прочностных свойств, целесообразно ввести количественный показатель нижнего толерантного предела σ_H , физически представляющего напряжение, при котором вероятность разрушения не превышает заданной величины P_0 :

$$\sigma_H = \frac{\bar{\sigma}}{\Gamma(1 + 1/m)} \left(\ln \frac{1}{1 - P_0} \right)^{1/m},$$

где $\bar{\sigma}$ — средняя прочность при $P(\sigma) = 50\%$; $\Gamma(1 + 1/m)$ — гамма-функция; m — модуль Вейбулла, пропорциональный однородности керамического материала.

Анализ зависимостей $\bar{\sigma}/\sigma_H$ в диапазоне значений $m = 10 \div 20$ для известных марок керамик и вероятности разрушения $P_0 = 0,100 \div 0,05$ позволил установить важную закономерность. При выборе допускаемого напряжения σ_H , если $P_0 > 0,1$, даже при малых значениях m в инженерных расчетах можно пользоваться значениями $\bar{\sigma}$, т. е. справочными данными. При больших значениях m , т. е. при расчетах прочности более однородных керамик, этим показателем прочности можно пользоваться практически для любой задаваемой вероятности P_0 разрушения. При наличии справочных данных о свойствах m и $\bar{\sigma}$ выбранной керамики, задаваясь приемлемым значением P_0 и ориентируясь на показатели надежности изделия, определяется значение σ_H , с которым и сравниваются рабочие напряжения.

Кроме того, немаловажным, а нередко и более значимым фактором эффективности разработанных сталь-керамических конструкций является технологичность, выгодно отличающаяся от цельнокерамических деталей зарубежных конструкций [7, 8].

В целом предложенная модификация подвижных деталей ЗУ позволит за счет увеличения пропускной способности канавок и изменения газодинамической ситуации в проточной части обеспечить более плавное и заметное уменьшение перепада давления при приближении к положению "Закрыто". Это непосредственно связано с уменьшением усилия управления трубопроводным устройством, снижением агрессивности потока и повышением износостойкости и долговечности ЗУ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Foster Valve Corporation. Catalog 1990—1991. 6445 North Burlington, Texas 77092. 28 p.
2. Чарный И. А. Основы газовой динамики. М.: ГНТИ нефтяной и горно-топливной литературы, 1961. 200 с.
3. Рязанов А. А. Краны шаровые для пневмогидравлических систем. Основы проектирования. М.: Машиностроение, 2011. 152 с.
4. Пат. 2516758 Рос. Федерация: МПК F16K 3/02. Износостойкий запорный узел "ИГР".
5. Карелин И. Техническая керамика в нефтегазовых трубопроводных устройствах. Опыт применения в России // Saarbrücken: Palmarium Academic Publishing. 2012. 276 с.
6. Baowei Li. Research and Development of a Special Slag Glass Ceramics // Engineering and Applied Sciences. 2018. V. 3 (3). P. 53—63.
7. Эксперт в области технической керамики // URL: <https://www.aliaxis-ui.ru/catalog/keram/tehnicheskaya-keramika/friatec/kerami/> (дата обращения 01.07.2019)
8. "Космикс" — арматура из инженерной керамики // URL: [http://fujikin.ru/files/catalog/catalogs/ru/COSMIX-RUS11\(2 %20page%20plus\).pdf](http://fujikin.ru/files/catalog/catalogs/ru/COSMIX-RUS11(2%20page%20plus).pdf) (дата обращения 27.01.2019)

Н. Ж. ШКАРУБА, д-р техн. наук, О. А. ЛЕОНОВ, д-р техн. наук (Российский государственный аграрный университет — МСХА им. К. А. Тимирязева), e-mail: metr@rgau-msha.ru

Обоснование допускаемой погрешности измерений при контроле отклонений формы и расположения поверхностей деталей

Теоретически обоснованы критерии выбора средств измерений для контроля отклонений формы и расположения поверхностей деталей с учетом формулы их расчета как результата косвенных измерений. Определены допускаемые погрешности измерения и предельные погрешности средств измерений для контроля отклонения формы и расположения поверхностей новых деталей двигателей ЯМЗ.

Ключевые слова: контроль, косвенные измерения, погрешность, отклонения формы и расположения поверхностей, средства измерения, допускаемая погрешность.

Criteria for choosing measuring instruments for controlling deviations in the shape and location of surfaces of parts are theoretically substantiated, taking into account the formula for their calculation as a result of indirect measurements. The allowable measurement errors and limiting errors of measuring instruments for monitoring the deviation of the shape and location of the surfaces of new parts of Yaroslavl Motor Plant engines were determined.

Keywords: control, indirect measurements, error, deviations of the shape and location of surfaces, measuring instruments, allowable error.

Долговечность, надежность и износостойкость сборочных единиц техники определяются многими факторами, среди которых важную роль играет точность геометрических параметров деталей, задаваемая в виде конструктивных допусков и посадок ответственных соединений. Расчеты допусков и посадок постоянно совершенствуются [1, 2], а при невозможности достичь заданной точности используются методы неполной взаимозаменяемости [3].

Но при обработке поверхностей деталей кроме допусков на размеры необходимо соблюдать допуски формы и расположения поверхностей. Если поверхность детали не ответственная, то допуски формы и расположения поверхностей принимаются равными допуску размера и не указываются на рабочем чертеже детали. Для ответственных соединений конструктор ужесточает эти допуски и указывает их предельно допустимое значение. Это происходит главным образом из-за того, что отклонения формы и расположения поверхностей сопрягаемых элементов деталей оказывают существ-

венное влияние на эксплуатационные свойства соединений. В неподвижных соединениях превышение допустимых значений этих отклонений приводит к неравномерному распределению давлений по площади контакта, из-за чего снижаются прочностные характеристики соединений, повышается вероятность раскрытия стыка и нарушается точность центрирования, гораздо раньше возникают процессы усталостного разрушения деталей. В подвижных соединениях это приводит к началу эксплуатации при малой первоначальной площади контакта, резкому возрастанию удельных давлений и, как следствие, к увеличению износа сопрягаемых поверхностей, особенно в период приработки. Все названные последствия значительно снижают долговечность соединений.

Так, согласно исследованиям ГОСНИТИ, уменьшение конусообразности, седлообразности и овальности шеек коленчатого вала с 0,01 до 0,006 мм позволяет в 2,5÷4 раза увеличить ресурс вкладышей [4]. Повышение точности составляющих звеньев размерной цепи в виде отклонений от соосности и радиальных биений поверхностей валов и корпусов под кольца подшипников качения значительно увеличивает срок службы уплотнений в редукторах [5]. В табл. 1 приведены результаты исследований влияния увеличения отклонения от соосности коренных опор коленчатого вала на эксплуатационные показатели двигателя ЗИЛ-130 [6]. К сожалению, таких исследований для современных отечественных двигателей больше никто не проводил.

Таблица 1

Эксплуатационные показатели двигателя ЗИЛ-130 в зависимости от отклонения от соосности коренных опор коленчатого вала

Показатель	Значение показателя отклонения от соосности коренных опор коленчатого вала, мм			
	0,02	0,05	0,10	0,20
Мощность двигателя, кВт	106,1	105,8	105,4	104,0
Удельный расход топлива, мкг/Дж	98,9	99	101,0	103,0
Коэффициент неравномерности работы	0,95	0,95	0,94	0,93

Из-за превышения допустимых значений отклонений формы и расположения поверхностей повышается трудоемкость и снижается точность сборки, увеличиваются объемы пригоночных работ, падают показатели ритмичности машиностроительного производства при узловой и конвейерной сборке.

В технической документации для контроля отклонений формы поверхностей деталей, таких как отклонения от цилиндричности, отклонения от круглости и отклонения профиля продольного сечения (в частном случае это может быть овальность, огранка, конусообразность, бочкообразность, седлообразность и др.), как правило, рекомендуется использовать те же средства измерения, что и для контроля линейных размеров [7, 8]. И с точки зрения технолога это очень удобно. Например, провели контроль цилиндрической поверхности микрометром в двух крайних сечениях и двух плоскостях и получили значения не только действительных размеров, но и конусности, и овальности. Но величины контролируемых параметров отклонений формы определяются как результат косвенных измерений, так как происходит расчет по определенной формуле; поэтому допускаемая погрешность измерений будет другая.

Отсутствие научно обоснованного единого подхода к выбору средств измерений для контроля отклонений формы и расположения поверхностей при изготовлении сборочных единиц и агрегатов, в частности двигателей внутреннего сгорания, делает актуальными исследования по разработке теоретических основ метрологического обеспечения контроля отклонений формы и расположения поверхностей деталей.

Цель исследований — разработать рекомендации по совершенствованию метрологического обеспечения контроля отклонений формы и расположения поверхностей деталей при изготовлении ответственных деталей. Для достижения поставленной цели необходимо определить критерии выбора средств измерений для контроля отклонений формы и расположения поверхностей деталей с учетом формул их расчета и рассчитать предельные значения погрешности средств измерений для контроля отклонения формы и расположения поверхностей на примере новых деталей двигателя ЯМЗ.

Материалы и методы исследований. Для оценки погрешности измерения отклонений формы и расположения поверхностей деталей при контроле, а также для определения критерия выбора средств измерений использована теория вероятностей и математической статистики. Результаты косвенного измерения и погрешности измерения (отклонение формы и расположения поверхностей деталей) рассматривались как случайные величины, связан-

ные с измеряемыми значениями (диаметры детали) функциональной зависимостью.

Результаты исследований. Согласно ГОСТ 2.308—2011 [9] овальность и конусообразность являются частным случаем отклонения формы (EF) и определяются как половина разности наибольшего d_{\max} и наименьшего d_{\min} размера детали, т. е. по формуле

$$EF = \frac{d_{\max} - d_{\min}}{2}. \quad (1)$$

Таким образом, контролируемая величина (овальность, конусообразность) является результатом косвенного измерения. Погрешность результата косвенного измерения зависит от погрешности применяемых средств измерений аргументов, входящих в формулу (1).

Погрешность средств измерений аргументов, входящих в зависимость (1), следует рассматривать как неисключенную систематическую погрешность, заданную своими границами $\pm\Delta$. В соответствии с методическими рекомендациями МИ 2083—90 [10] доверительные границы неисключенной систематической погрешности результата косвенного измерения ($\pm\theta_P$) будут определяться по формуле

$$\pm\theta_P = \pm k \sqrt{\sum_{i=1}^m b_i^2 \Delta_i^2}, \quad (2)$$

где Δ_i — погрешность измерения i -го аргумента, входящего в уравнение связи с искомой величиной; b_i — постоянные коэффициенты i -го аргумента; m — число аргументов, входящих в уравнение связи с искомой величиной; k — поправочный коэффициент.

Для зависимости вида (1) погрешность косвенного измерения отклонения формы будет определяться по формуле

$$\pm\theta_P = \pm k \sqrt{0,5\Delta^2}. \quad (3)$$

В соответствии с методическими рекомендациями МИ 2083—90 [10] при доверительной вероятности $P = 0,95$ поправочный коэффициент k принимается равным 1,101, а при доверительной вероятности $P = 0,99$ поправочный коэффициент k принимается равным 1,276, если число суммируемых составляющих $m = 2$.

При выборе средств измерения для контроля отклонений формы и расположения поверхностей необходимо соблюдать общее метрологическое правило: погрешность средства измерения контролируемого параметра должна быть меньше или равной допускаемой погрешности измерения [4].

Для контролируемых величин отклонения формы и расположения поверхностей не установлены

Таблица 2

**Контролируемые параметры деталей двигателя ЯМЗ
и допускаемые погрешности измерения**

Контролируемый диаметр	Номинальный размер, мм	Допуск размера, мкм	Допускаемая погрешность измерения, мкм
Шейка коленчатого вала:			
коренная	110 _{-0,022}	22	±6
шатунная	88 _{-0,022}	22	±6
Поршневой палец	50 _{-0,008}	8	±2,8
Коренная опора	116 ^{+0,021}	21	±6
Нижняя головка шатуна	93 ^{+0,021}	21	±6

значения допускаемой погрешности измерения, поэтому для ее расчета можно использовать формулу

$$\pm \varepsilon = 0,33T, \quad (4)$$

где ε — допускаемая погрешность измерения; T — допуск на контролируемый параметр.

Таким образом, предельная погрешность средств измерений, используемых для контроля овальности и конусообразности ($\pm \Delta_{\text{lim}}$) должна удовлетворять условию

$$\pm \Delta_{\text{lim}} \leq \pm \Delta.$$

Следовательно, исходя из зависимости (3), получим условие выбора средства измерения для контроля овальности и конусообразности в виде:

$$\pm \Delta_{\text{lim}} \leq \frac{\varepsilon}{k\sqrt{0,5}}. \quad (5)$$

Биение (EC) в общем виде определяется как разница между наибольшим R_{max} и наименьшим

R_{min} показаниями прибора при проворачивании детали на 360° , т. е.

$$EC = R_{\text{max}} - R_{\text{min}}. \quad (6)$$

При такой зависимости с учетом формулы (2) погрешность биения рассчитывается по формуле

$$\pm \theta_p = \pm k\sqrt{2\Delta^2}.$$

В этом случае условие выбора средства измерения для контроля биения будет иметь вид:

$$\pm \Delta_{\text{lim}} \leq \frac{\varepsilon}{k\sqrt{2}}. \quad (7)$$

В качестве примера для расчета использовали детали двигателей ЯМЗ. В табл. 2 представлены данные о контролируемых параметрах ответственных поверхностей деталей и допускаемых погрешностях измерений.

Для рассматриваемых значений отклонений формы и расположения поверхностей (табл. 3) в технической документации не установлена допускаемая погрешность измерения, поэтому для ее расчета можно использовать формулу (4).

В результате использования зависимостей (4), (5) и (7) получены расчетные значения допускаемой погрешности измерения и предельной погрешности средств измерений для контроля отклонения формы и расположения поверхностей новых деталей двигателей ЯМЗ (см. табл. 3).

Из данных табл. 3 можно сделать вывод, что в случае контроля отклонений формы и расчета данных по выражению (1) предельная погрешность средств измерений размеров (аргументов) может быть больше допускаемой погрешности измерений отклонений формы (функции), но при этом будут соблюдены все требования к точности измерений.

Таблица 3

Предельные погрешности средств измерения для контроля отклонения формы и расположения поверхностей новых деталей двигателей ЯМЗ

Контролируемый параметр	Допуск формы/расположения, мм	Допускаемая погрешность измерения, мкм	Предельная погрешность средств измерения, мкм	
			Доверительная вероятность, %	
			0,95	0,99
Овальность шеек коленчатого вала	0,01	±3,3	±4,2	±3,7
Овальность и конусообразность поршневого пальца	0,0035	±1,2	±1,5	±1,3
Овальность и конусообразность поверхностей коренных опор	0,0025	±0,8	±1,1	±0,9
Овальность нижней головки шатуна	0,005	±1,7	±2,1	±1,8
Биение относительно общей оси: коренных шеек; поверхности под шестерню	0,05	±16,5	±10,6	±9,2
Биение относительно оси крайних коренных опор: средних коренных шеек; поверхности под шкив	0,05	±16,5	±10,6	±9,2

Данные для выбора средств измерений для контроля коренной шейки коленчатого вала двигателя ЯМЗ-238

Контролируемый параметр	Допуск, мкм	Допускаемая погрешность измерения, мкм	Средство измерений	Предельная погрешность измерения, мкм
Диаметр коренной шейки коленчатого вала	22	± 6	Микрометр рычажный МР-125	± 6
Овальность шеек коленчатого вала	10	$\pm 3,7$	Скоба рычажная СР-125	$\pm 3,5$

В случае контроля биения — ситуация противоположная. Чтобы обеспечить заданную точность измерения суммарного отклонения формы и расположения поверхности в виде биения, расчет которого ведется по выражению (6), предельная погрешность средства измерений (аргументов) должна быть меньше допускаемой погрешности измерений биения (функции). При этом для каждой конкретной операции контроля необходим индивидуальный расчет вышеназванных показателей по предлагаемой методике.

При сравнении полученных значений допускаемых погрешностей измерений (см. табл. 2 и 3) становится очевидно, что при организации контроля размеров деталей и их параметров формы одними теми же средствами измерений, в случае если допуск формы (см. табл. 3) меньше допуска размера (см. табл. 2), необходимо выбирать средства измерений, исходя из условий неравенства (5) с целью обеспечения требуемой точности измерений именно отклонения формы. Условия выбора средств измерений размеров при этом будут гарантированно удовлетворены даже с некоторым запасом точности.

Приведем пример выбора средств измерений для контроля диаметра и отклонений формы коренной шейки коленчатого вала двигателя ЯМЗ-238 (табл. 4).

Из полученных данных видно, что условиям выбора средств измерений размеров соответствует микрометр рычажный МР-125 с погрешностью ± 6 мкм, а для контроля овальности шеек требуется уже более точное средство измерений — скоба рычажная СР-125 с погрешностью $\pm 3,5$ мкм. Следовательно, при проектировании операций контроля в данном случае необходимо использовать более точное средство измерений как для контроля отклонений формы, так и для контроля размеров.

Выводы

Таким образом, разработана методика и составлены рекомендации по нормированию погрешности и выбору средств измерения при контроле отклонений формы и расположения поверхностей ответственных деталей.

Применение разработанных критериев (5) и (7) при выборе средств измерений повысит точность и достоверность результатов контроля отклонения формы и расположения поверхностей деталей. При использовании одних и тех же средств измерений для контроля размеров и отклонений формы необходимо всегда выбирать средства измерений с меньшей погрешностью.

В случае нарушения условий выбора средств измерений увеличивается риск принятия деталей с превышением норм отклонения формы и расположения поверхностей, что повлияет на долговечность соединений и надежность работы соединений, сборочных единиц и агрегатов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Leonov O. A.** Determining the Tolerances in Fitting for Joints with Interference // Russian Engineering Research. 2019. V. 39. N. 7. P. 554—547.
2. **Erohin M.** Calculation of fits for cylindrical connections with key for reducers in agricultural machinery // Engineering for Rural Development. 2019. P. 469—474.
3. **Erokhin M. N.** Assessing the Relative Interchangeability in Joints with Preload // Russian Engineering Research. 2020. V. 40. P. 469—472.
4. **Леонов О. А.** Метрология, стандартизация и сертификация. М.: Изд-во Колосс, 2009. 568 с.
5. **Erokhin M. N.** Tightness and Leakage in Applying Reinforced Rubber Sleeves to Shafts // Russian Engineering Research. 2019. V. 39. N. 6. P. 459—462.
6. **Суханов В. А.** Исследование деформаций и повреждений V-образных блоков цилиндров и совершенствование технологии их ремонта с целью повышения послеремонтного ресурса (на базе двигателя ЗИЛ-130): Дис. ... канд. техн. наук / МИИСП. Москва. 1980. 223 с.
7. **Дизели ЯМЗ-240Б, ЯМЗ-240БМ:** Технические требования на капитальный ремонт ТК 10-05.0001.026—87. М.: ГосНИТИ, 1989. 99 с.
8. **Леонов О. А., Шкаруба Н. Ж.** Метрология и технические измерения. М.: Изд-во РГАУ—МСХА, 2015. 239 с.
9. **ГОСТ 2.308—2011.** ЕСКД. Указания допусков формы и расположения поверхностей. М.: Стандартинформ, 2012. 27 с.
10. **МИ 2083—90.** ГСИ. Измерения косвенные. Определение результатов измерений и оценивание их погрешностей. М.: Изд-во стандартов, 1991. 11 с.

Е. Н. КАБЛОВ, академик РАН, В. В. АНТИПОВ, канд. техн. наук, Р. И. ГИРШ,
Н. Ю. СЕРЕБРЕННИКОВА, канд. техн. наук, А. Н. КОНОВАЛОВ, канд. техн. наук (ФГУП "ВИАМ"),
e-mail: admin@viam.ru

Конструируемые слоистые материалы на основе листов из алюминий-литиевых сплавов и стеклопластиков в конструкциях летательных аппаратов нового поколения¹

Представлены разработки в области слоистых алюмокомпозитов с использованием листов из алюминий-литиевых сплавов и слоев стеклопластика. Рассмотрен комплекс основных показателей в зависимости от укладки слоев в структурах алюмокомпозитов СИАЛ. Испытаниями показаны преимущества конструкций с использованием слоистых гибридных материалов перед конструкциями, выполненными из традиционных алюминиевых сплавов.

Ключевые слова: слоистый гибридный материал, алюмокомпозит СИАЛ, GLARE, алюминий-литиевый сплав, конструктивно-подобный образец.

The developments in the field of layered aluminum-fiberglass using sheets of aluminum-lithium alloys and layers of fiberglass are presented. A set of basic indicators is considered depending on the stacking of layers in the structures of aluminum-fiberglass СИАЛ. The tests show the advantages of structures using laminated hybrid materials over structures made of traditional aluminum alloys.

Keywords: laminated hybrid material, aluminum-fiberglass СИАЛ, GLARE, aluminum-lithium alloy, structurally similar specimen.

Алюминиевые сплавы остаются основными материалами при производстве авиационных изделий. Однако актуальными остаются задачи по разработке материалов, сочетающих в себе пластичность, высокий ресурс и требуемую жесткость при максимальном снижении веса изделия [2–4].

Перспективными при разработке авиационной техники являются СИАЛы — слоистые металлополимерные материалы (алюмокомпозиты), состоящие из чередующихся металлических листов и стеклопластика, которые по сравнению с монолит-

ными полуфабрикатами алюмокомпозитами отличаются значительно большими сопротивлением развитию усталостных трещин и статической прочностью σ_B (до 1100 МПа), а также меньшей плотностью ($\rho = 2,3 \div 2,4 \text{ г/см}^3$), что позволяет снизить вес конструкции, повысить ресурс и межремонтный период изделия [5, 6].

Алюмокомпозиты применяют в деталях планеров, самолетов и вертолетов [9, 10]. За рубежом материал GLARE, содержащий металлические листы из алюминиевого сплава 2024 и являющегося аналогом СИАЛов, применяют при изготовлении деталей самолетов [7–9].

Исследования показали преимущества слоистых гибридных материалов над традиционными алюминиевыми сплавами.

Прочностные и весовые показатели алюмокомпозитов определяли на стандартных образцах. Статические испытания конструктивно-подобных образцов (КПО) из обшивки (слоистый гибридный материал) и стрингеров (прессованный профиль) выполняли по СТО 1-595-30-478—2015 с изменениями схемы и циклов нагружений на машине RIENLE-300. Геометрические параметры КПО контролировали с помощью датчиков линейных перемещений, а деформации — с помощью тензорезисторов, размещенных с обеих сторон КПО. Образец нагружали до исчерпания его несущей способности сжимающим усилием со скоростью 1,25 мм/мин в несколько этапов (300, 1000, 1500 кН) с разгрузкой до нуля после каждого этапа нагружения и выполняли анализ тензометрии и визуальный осмотр образца.

Огнестойкость и огнестойкость СИАЛ оценивали в соответствии с требованиями СТО 1-595-20-532—2017 (ISO 2685:1998).

Ресурсные испытания (на долговечность) выполняли по методике, разработанной специально для обшивки верхней части фюзеляжа самолета, изготовленной из СИАЛ. Испытания носили сравнительный характер, в качестве объектов испыта-

¹ Работа выполнена в рамках реализации комплексного научного направления «Слоистые трещиностойкие, высокопрочные металлополимерные материалы» («Стратегические направления развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 г.») [1].

ний использовали идентичные по геометрическим показателям КПО панелей с обивкой из алюмо-стеклопластика СИАЛ-3-1Р и с обшивкой из сплава 1163АТВ. Испытания проводили на электрогидравлической испытательной машине ЭГМ МТС-250, КПО подвергали нагружению по асимметричному циклу (максимальная нагрузка $P_{\max} = 230,5$ кН; минимальная нагрузка $P_{\min} = 23,0$ кН; коэффициент асимметрии цикла $R = 0,1$) с частотой $f = 0,6$ Гц. При испытании осуществляли мониторинг площади поперечных сечений панелей, деформаций и наличие трещин усталости. Толщины обшивки и стрингеров определяли с помощью ультразвукового толщиномера 37DL+ с преобразователем D799. Для измерения и записи в режиме испытаний показания тензорезисторов ДК-10, установленных с двух сторон на обшивке и стрингере, по деформациям фиксировали с помощью многоканальной тензометрической системы ММТС-64.01. Контроль на наличие усталостных трещин проводили с помощью датчиков из медной эмалированной проволоки диаметром 0,12 мм, наклеенных вдоль продольных швов КПО. Момент начала образования трещины определяли визуальным контролем по нарушению целостности проволоки.

При разработке структур алюмо-стеклопластиков большое значение имеет металлическая составляющая, определяющая основные механические показатели гибридного материала.

К настоящему времени в России разработан ряд алюминиевых сплавов, легированных литием, которые отличаются низкой плотностью ($\rho = 2,47 \div 2,69$ г/см³) и высоким модулем упругости ($E = 76 \div 80$ ГПа) по сравнению с алюминиевыми сплавами с другими системами легирования, у которых $\rho = 2,78 \div 2,88$ г/см³, $E = 69 \div 71$ ГПа при тех же значениях показателей прочности, коррозионной стойкости и усталостной долговечности [10, 11].

Для алюмо-стеклопластика был выбран технологичный высококомодульный алюминий-литиевый сплав 1441 системы Al—Cu—Mg—Li, обладающий высокой пластичностью, что позволяет изготавливать из него холодной рулонной прокаткой листы толщиной $0,25 \div 0,35$ мм, и имеющий комплекс показателей по усталости и трещиностойкости, механическим и коррозионным свойствам, не уступаю-

щий листам из ресурсных алюминиевых сплавов 1163 и 2024 [12, 13].

Российский алюминий-литиевый сплав 1441 не имеет прямого зарубежного аналога, так как его соотношение Cu:Li = 1:1. Сплав 1441 можно сравнить с зарубежным сплавом 8090, у которого Cu:Li от 4:10 до 7:10, и он имеет некоторые различия по структуре, фазовому составу и комплексу показателей свойств [14].

Для повышения предела текучести в структуре гибридных слоистых материалов применяют листы из высокопрочного алюминий-литиевого сплава В-1469, содержащего добавки Zr, Sc, Mg и Ag [15]. Зарубежным аналогом сплава В-1469 по применению является сплав 2195, широко применяемый в конструкции самолетов фирмы Airbus.

Показатели свойств листов из отечественных алюминий-литиевых сплавов и зарубежных сплавов аналогов приведены в табл. 1 [16, 17], анализ которых показал, что в алюмо-стеклопластике целесообразно применять листы из сплава 1441, а при необходимости повышения временного сопротивления и предела текучести гибридного материала можно использовать листы из высокопрочного алюминий-литиевого сплава В-1469.

Слоистый алюмо-стеклопластик — листовой материал с чередованием металлических слоев, т. е. листов из алюминий-литиевых сплавов, и прослойки стеклопластика на основе клеевых препрегов, состоящих из терморезактивных клеевых или термопластичных связующих с высокопрочными высококомодульными армирующими стекловолокнами, в России это алюмо-стеклопластик СИАЛ [18, 19], за рубежом — слоистый материал GLARE (Glass Laminated Aluminium Reinforced Epoxy) [20, 21].

Обязательные условия при конструировании алюмо-стеклопластиков: нечетное число слоев по всем сечениям конструкции, расположение алюминиевых листов на внешней поверхности материала.

Структуры трехслойного (2/1) и пятислойного (3/2) алюмо-стеклопластиков представлены на рис. 1.

Расположение и число слоев в СИАЛе определяют прочностные требования и конструкция детали. Прослойки стеклопластика состоят, как правило, из нескольких монослоев клеевого препрега.

Таблица 1

Сплав	b , мм	σ_b , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	E , ГПа	σ_b/ρ , км	ρ , г/см ³
1441БТ11	0,5	≥ 410	≥ 305	≥ 8	78	15,8	2,59
8090Т8Х51	0,6	≥ 415	≥ 280	≥ 8	79	16,3	2,54
В-1469Т1	0,5	≥ 580	≥ 540	≥ 8	79	21,7	2,67
2195Т8Р78	0,8	≥ 510	≥ 460	≥ 8	78	18,9	2,70

Примечание. b — толщина листа; σ_b/ρ — удельная прочность.

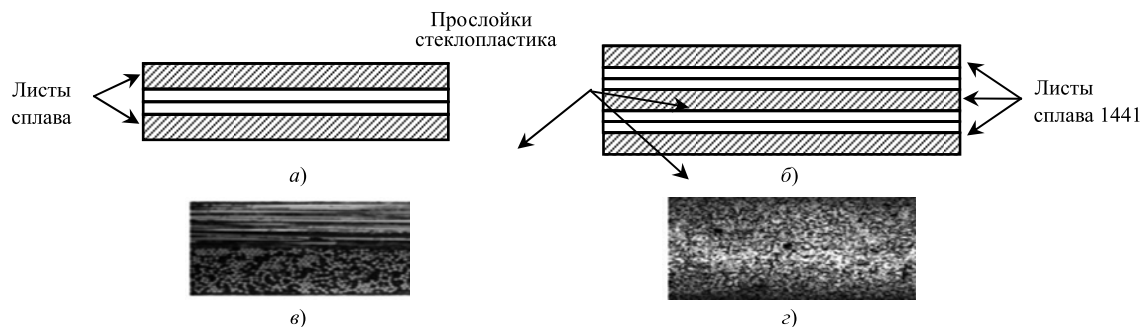


Рис. 1. Структуры трехслойного (а) и пятислойного (б) алюмокомпозитов и микроструктура прослойки стеклопластика (с) и алюминий-литиевого листа (д)

Благодаря многослойной структуре, строению и характеристикам исходных компонентов алюмокомпозиты обладают свойствами, имеющими особое значение для безопасной эксплуатации воздушных судов:

меньшая (на порядок) скорость роста трещин усталости (СРТУ), имеющая тенденцию к замедлению до нуля, остановка повреждений в виде нераскрытых трещин одного слоя металла без развития в сквозные макротрещины во всем материале;

высокая эксплуатационная надежность конструкций;

высокая огнестойкость;
пониженная теплопроводность;
большая удельная прочность.

Для оптимизации весовых параметров обшивки фюзеляжа самолетов компании Airbus были разработаны алюмокомпозиты GLARE на базе листов из традиционных алюминиевых сплавов систем Al—Cu—Mg и Al—Zn—Mg—Cu, которые отличаются повышенной усталостной прочностью и пониженной плотностью по сравнению с монолитными алюминиевыми листами. Эти материалы применяются в верхних зонах обшивок и панелей фюзеляжа толщиной до 2,5 мм самолета А-380, для передней кромки крыла самолета А340-500/-600, в гермопангоуте, соединительных лентах отсека фюзеляжа, обтекателях горизонтального и вертикального хвостового оперения [7, 9].

Применением слоистых материалов СИАЛ [4, 20] достигнуто снижение веса на 15 %.

Разработка гибридных слоистых материалов с учетом конструктивно-технологических требований к типовым конструкциям деталей планера самолета ведется с применением компьютерного моделирования, что позволяет значительно сократить время и затраты на разработку материалов по сравнению с методами, основанными на анализе экспериментальных данных после проведения натурных испытаний [21].

Особенности расчета структуры, геометрических параметров, подбор материалов, входящих в структуру алюмокомпозитов, и выбор технологических процессов для изготовления деталей из алюмокомпозитов определяют конструктивно-технологические требования к детали.

Последовательность разработки и изготовления слоистых гибридных материалов с заданными физико-механическими свойствами:

- 1) выбор прототипа детали с учетом технологических возможностей изготовления и геометрических параметров деталей (размеры, формы), прочностных показателей и условий эксплуатации;
- 2) подбор материалов с учетом физико-механических показателей слоев для обеспечения требуемой прочности детали; выбор слоев (марка листов) в структуре, режимов термической обработки, вида

Таблица 2

Материал	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	E , ГПа	ρ , г/см ³	dl/dN , 10 ⁻³ мм/циклов	$N_{раз}$, 10 ³ циклов
1163Т (лист)	$\frac{435}{420}$	$\frac{285}{275}$	70	2,78	1,7÷2,5	$\frac{85\div175}{-}$
СИАЛ-1-1	$\frac{900\div1100}{250\div300}$	$\frac{350\div400}{250\div300}$	$\frac{69\div70}{57\div58}$	2,30÷2,40	0,04÷0,10	$\frac{135\div250}{-}$
СИАЛ-2-1	$\frac{700\div720}{420\div450}$	$\frac{300\div350}{290\div330}$	$\frac{65\div67}{60\div61}$			
СИАЛ-3-1	$\frac{600\div650}{-}$	$\frac{300\div350}{-}$	$\frac{64\div66}{-}$			

Примечания: 1. Числитель — образец вырезан в продольном направлении, знаменатель — в поперечном. 2. dl/dN — скорость развития усталостной трещины; $N_{раз}$ — число циклов до разрушения в области малоциклового усталости.

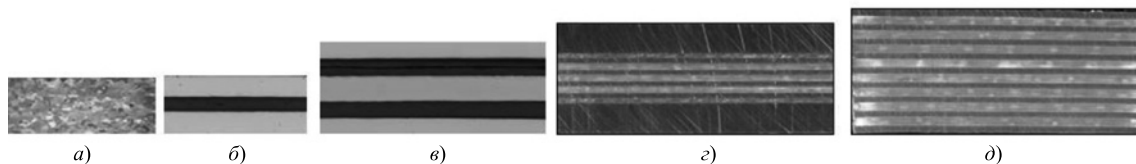


Рис. 2. Структура монолитного листа из сплава 1163Т (а) и алюмокомпозитов из 3 (б), 5 (в), 11 (г) и 17 слоев (д)

стеклонаполнителя (ровинг, ткань) и клеевого связующего в препреге;

3) с учетом исходных требований и выбора материалов расчет физических и механических показателей: модулей упругости при растяжении и сжатии; предела текучести $\sigma_{0,2}$ (с допуском на пластическую деформацию при нагружении), временное сопротивление σ_B , относительное удлинение δ после разрыва, плотность ρ , а также определение конфигурации, числа и схем выкладки слоев для обеспечения прочностных показателей и требуемых толщин;

4) выбор технологии изготовления детали из гибридных слоистых материалов;

5) оценка сходимости расчетных и экспериментальных показателей;

6) изготовление и испытание конструктивно-подобных образцов.

В табл. 2 приведены значения показателей для образцов, вырезанных в долевом (числитель) и поперечном (знаменатель) направлениях из листа сплава 1163Т и алюмокомпозитов с разными схемами выкладки.

Особенностью алюмокомпозитов является низкая скорость развития усталостных трещин $d/dN = (4 \div 10) \cdot 10^{-5}$ мм/циклов при коэффициенте интенсивности напряжений $\Delta K = 31 \text{ МПа} \cdot \sqrt{\text{м}}$, что на порядок меньше по сравнению с СРТУ в монолитных алюминиевых листах. Высокое сопротивление развитию трещины усталости обеспечивается многослойной структурой алюмокомпозитов СИАЛ, в которой чередуются металлические слои и прослойки стеклопластика, тормозящие развитие усталостных трещин.

При увеличении числа слоев в структуре слоистых алюмокомпозитов (рис. 2) скорость роста усталостной трещины снижается (рис. 3).

Разработанные прочностные расчеты, принципы подбора материалов, технологических режимов, способов изготовления деталей с применением алюмокомпозитов и требований к проектированию оснастки позволили совместно с ПАО "Туполев", ПАО "Ил", АО "Камов" и ПАО "ВАСО" спроектировать и изготовить элементы типовых конструкций.

Были изготовлены и испытаны КПО с использованием слоистых материалов СИАЛ следующие элементы обшивок:

КПО фрагмента гибридной панели крыла из слоистой гибридной обшивки со стрингерным набором из пресованных профилей Al—Li сплава В-1469 для самолета Ил-114;

КПО фюзеляжа с обшивкой из слоистого алюмокомпозитов со стрингерным набором из листовых профилей для самолета Ту-204;

створка капота двигателя вертолета из огнестойкого легкого слоистого материала СИАЛ для вертолета Ка-226Т.

Результаты испытаний на сжатие конструктивно-подобных образцов толщиной 5 мм фрагментов гибридной панели центроплана (рис. 4, табл. 3), изготовленных с использованием листов из Al—Li сплавов 1441, В-1469 и стеклопластиковых прослоек, подтвердили преимущества использования алюмокомпозитов в гибридных конструкциях, работающих в сложно-напряженных условиях (верхние обшивки крыла) по несущей способности на 20 % и снижению веса на 11 % по сравнению с конструкциями, выполненными из высокопрочного алюминиевого сплава В950чТ2 [22].

Сравнение малоциклового усталости при работе конструкции с повторно-статическими нагрузками выполняли на КПО панели фюзеляжа с обшивкой из алюмокомпозитов СИАЛ-3-1Р пятислойной структуры с суммарной толщиной в 1,5 мм и стрингерным набором из листовых профилей сплава Д16Т (рис. 5, табл. 4). Испытания показали преимущество по долговечности более чем в 1,5 раза

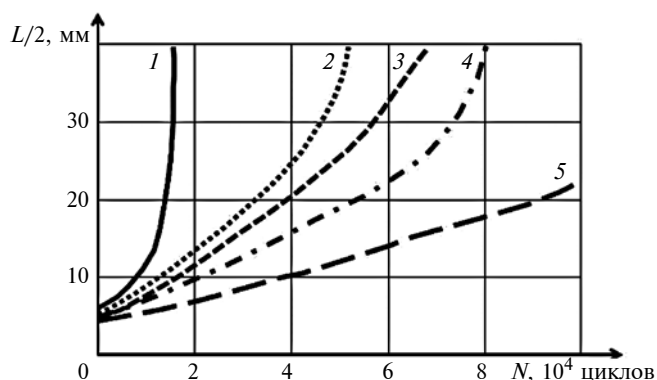


Рис. 3. Зависимости $L/2$ от числа N циклов нагружения для монолитных листов из сплава 1163Т (1) и алюмокомпозитов из 3 (2), 5 (3), 11 (4) и 17 слоев (5) при $\sigma_{\max} = 100 \text{ МПа}$, $R = 0,1$, $f = 0,5 \text{ Гц}$

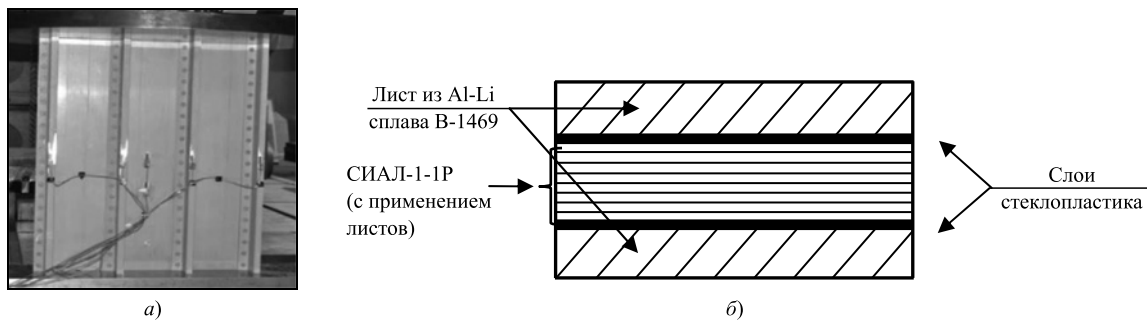


Рис. 4. Четырехстрингерный конструктивно-подобный образец (а) фрагмента панели крыла из гибридного материала (б)

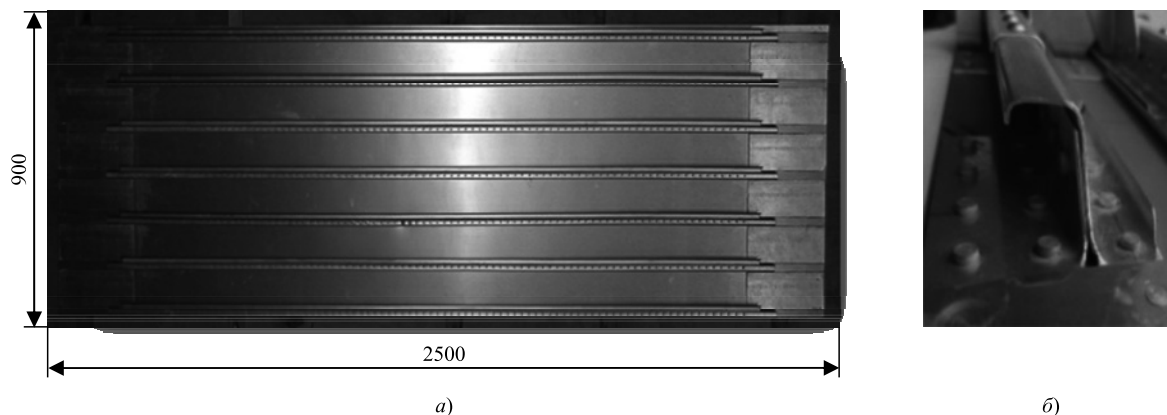


Рис. 5. Конструктивно-подобный образец панели фюзеляжа (а) с обшивкой из алюмостеклопластика СИАЛ-3-1Р со стрингером из сплава В-1469Т1 (б)

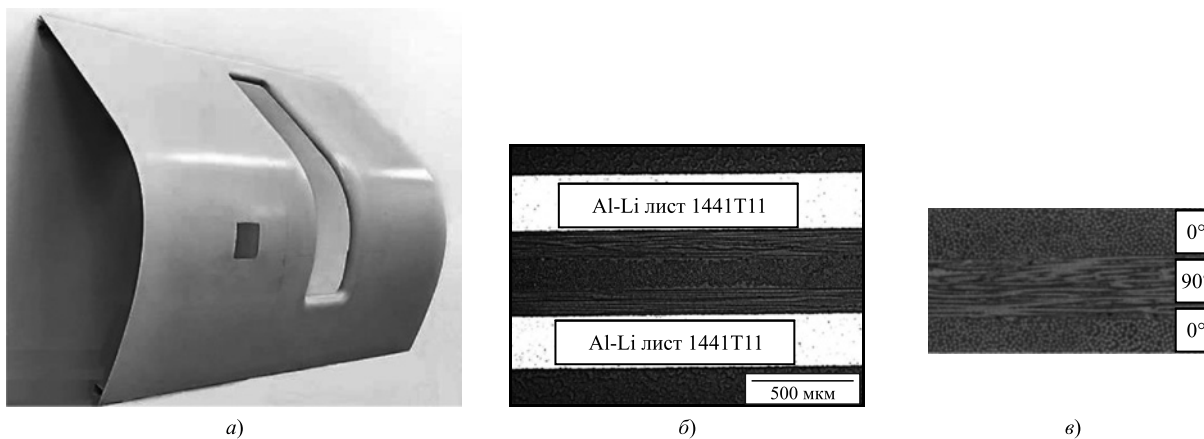


Рис. 6. Створка (а) капота двигателя вертолета из огнестойкого слоистого материала СИАЛ (б) из слоев стеклопластика разной ориентации (в)

Таблица 3

Материал	Элемент конструкции	ρ , г/см ³	G , кг	P_{\max} , кН
В95очТ2	Обшивка	2,85	3,357	1500
	Стрингер	2,85		
Слоистый гибридный	Обшивка	2,45	2,977	1820÷1840
	Стрингер	2,67		
Примечание. G — вес 1 м погонного; P_{\max} — нагрузка потери устойчивости.				

панелей с обшивкой из СИАЛа ($N_{\text{раз}} \approx 3 \cdot 10^5$ циклов) в сравнении с панелями с обшивкой из листов сплава 1163АТВ ($N_{\text{раз}} \approx 16 \cdot 10^4$ циклов) [23].

Отдельной задачей являлась оценка сопротивления распространению пламени в пожароопасных зонах конструкции. Применительно к конструкции капота двигателя вертолета была разработана огнестойкая структура слоистого алюмостеклопластика СИАЛ-2-1Р и изготовлена по отработанной технологии створка капота толщиной 1,2 мм (рис. 6, табл. 5) взамен используемых в конструкции лис-

Материал	N_0 , 10^3 циклов	$N_{раз}$, 10^3 циклов	N , 10^3 циклов	U	Тип трещины	L , мм
1163АТВ	120	159	159 200 308	12 — —	Сквозные Разрушен КПО —	15÷18 15÷18 —
СИАЛ-3-1Р	121	308	159 200 308	13 17 5 29	Несквозные Несквозные Несквозные Сквозные	1÷3,5 1÷5 1÷5
Примечание. Обозначения: N — число циклов нагружения; U — число усталостных трещин; N_0 и $N_{раз}$ — числа циклов нагружений до первых трещин и разрушения; L — длина трещин (кроме трещин по месту разрушения).						

тов титанового сплава ОТ4, что обеспечило огне-непроницаемость при температуре 1100 °С в течение более 15 мин и снижение веса на 20 %. По результатам испытаний на образцах с учетом требований нормативной документации была подтверждена высокая огнестойкость слоистых материалов СИАЛ [24].

Таким образом, повысить ресурс и несущую способность летательных аппаратов, а также снизить их вес можно использованием слоистых гибридных материалов СИАЛ.

За последние годы специалистами ФГУП "ВИАМ" разработаны и паспортизованы алюмо-стеклопластики разных структур, отработаны технологические параметры для изготовления деталей с применением слоистых гибридных материалов СИАЛ, исследованиями получены стабильные показатели на стандартных и КПО.

Компьютерное моделирование при разработке структур слоистых материалов обеспечивает получение оптимальных структур, отвечающих необходимым конструктивно-технологическим требованиям.

Конструкции из разработанных слоистых металлополимерных материалов на основе Al—Li листов и стеклопластиковых слоев превосходят конструкции из традиционных алюминиевых материалов по весовым характеристикам на 15÷20 %, несущей способности до 20 %, имеют более низкую СРУТ, высокую огнестойкость и огнестойкость.

Таблица 5

Листовой материал	σ_B , МПа	E , ГПа	ρ , г/см ³	Время сквозного прогорания при 1100 °С, мин
Огнестойкий СИАЛ-2-1Р	700	65	2,35	Более 15
Алюминиевый сплав 1163	450	70	2,78	Менее 5
Титановый сплав ОТ4	750	115	4,50	Более 15
Примечание. Средние значения по разным направлениям.				

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 г." // Авиационные материалы и технологии. 2015. № 1 (34). С. 3—33. DOI: 10.18577/2071-9140-2015-0-1-3-33.
2. **Каблов Е. Н., Антипов В. В., Ключкова Ю. Ю.** Алюминий-литиевые сплавы нового поколения и слоистые алюмо-стеклопластики на их основе // Цветные металлы. 2016. № 8 (884). С. 86—91.
3. **Антипов В. В., Ключкова Ю. Ю., Романенко В. А.** Современные алюминиевые и алюминий-литиевые сплавы // Авиационные материалы и технологии. 2017. № 5. С. 195—211. DOI: 10.18577/2071-9140-2017-0-S-195-211.
4. **Новый** класс слоистых алюмо-стеклопластиков на основе алюминий-литиевого сплава 1441 с пониженной плотностью / Е. Н. Каблов, В. В. Антипов, О. Г. Сенаторова и др. // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2011. № SP2. С. 174—183.
5. **Конструкционные** слоистые алюмо-стеклопластики 1441-СИАЛ / В. В. Шестов, В. В. Антипов, О. Г. Сенаторова и др. // Металловедение и термическая обработка металлов. 2013. № 9. С. 28—32.
6. **Hybrid laminated materials with slow fatigue-crack development** / V. V. Antipov, N. Y. Serebrennikova, O. G. Senatorova et al. // Russian Engineering Research. 2017. 37 (3). P. 195—199. DOI: 10.3103/S1068798X17030030.
7. **Beumler Ph.** Flying GLARE. // Delft University of Technology. Ph. D. Thesis. 2004. 460 p.
8. **Vlot Ad** Glare history of development of a new aircraft material // Dordrecht (Netherlands): Kluwer Academic Publishers. 2001. P. 222.
9. **GLARE** technology development 1997—2000 / J. W. Gunnink, Ad Vlot, T. J. de Vries, W. van der Hoeven // Applied Composite Materials. 2002. Vol. 9. Is. 4. P. 201—219.
10. **Алюминий-литиевые** сплавы: структура и свойства / И. Н. Фридляндер, К. В. Чуистов, А. Л. Березина и др. Киев: Наукова думка, 1992. 192 с.
11. **Фридляндер И. И., Сандлер В. С., Никольская Т. И.** Исследование старения сплавов системы алюминий—магний—литий // ФММ. 1971. № 32. Вып. 4. С. 767—774.
12. **High-Manufacturable Al—Li 1441 Alloy and Fible-Metal Laminates (FML) on its Basis** / V. V. Antipov, I. N. Fridlyander, O. G. Senatorova et al. // Summary of Conference Proceedings Aluminium Two Thousand. 2007. 22 p.
13. **Технологические** особенности изготовления деталей из алюминий-литиевого сплава 1441 / В. В. Антипов, Н. Ю. Серебрянникова, Ю. Н. Нефедова и др. // Тр.

Ф. Р. РАСУЛОВ, канд. техн. наук (Азербайджанский Технический Университет, г. Баку), e-mail: resulovfr@gmail.com

Улучшение свойств поверхностного слоя чугунных отливок

Рассматривается возможность улучшения механических показателей и коррозионной стойкости поверхностей отливок. Предложена пропитка порошковой композиции жидким чугуном при их заливке в литейную форму для получения поверхностнолегированных отливок с малым содержанием хрома и никеля.

Ключевые слова: поверхностное легирование, порошковый композит, литье, литейная форма, намазка.

The possibility of improving the mechanical properties and corrosion resistance of the casting surfaces is being considered. The impregnation of the powder composition with liquid iron when it is poured into a casting mold to obtain surface-alloyed castings with a low content of chromium and nickel is proposed.

Keywords: surface alloying, powder composite, casting, casting mold, pasting.

На сегодняшний день хорошо изучены механизмы разрушения металлов и сплавов в результате коррозии и разработаны эффективные способы по снижению данных процессов, однако поиск эффективных средств остается актуальной задачей [1].

Установлено, что объемное легирование металлов и сплавов является неэкономичным, поэтому в

последние годы все большее внимание уделяется различным способам поверхностного легирования рабочих элементов деталей [2–5]. Поверхностное легирование изделий можно осуществлять разными способами: диффузионной металлизацией, напылением, пропиткой жидкими сплавами, наплавкой, электроискровым легированием и т. д., каждый из которых имеет свои преимущества и недостатки. Эффективным способом поверхностного легирования может быть насыщение поверхности отливки композиционной намазкой непосредственно при заливке жидкого металла в литейную форму.

Известны способы обеспечения необходимого комплекса показателей свойств поверхностного слоя отливок на основе закономерностей их формирования и структурообразования в процессе пропитки намазки из порошкового композита жидким чугуном непосредственно в литейной форме [2, 6, 7].

Намазку заранее наносят на поверхность литейной формы, а затем в нее заливается расплав. При этом жидкий металл взаимодействует с намазкой, которая имеет пористость 32÷43 %. Через поры намазки происходит ее пропитка, и в результате кристаллизации на поверхности отливки образуют-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 46)

ВИАМ: Электрон. науч.-техн. ж-л. 2018. № 10. С. 17–26. DOI: 10.18577/2307-6046-2018-0-10-17-26.

14. Prasad N. E., Gokhale A., Wanhill R. J. H. Aluminum-lithium alloys: processing, properties and applications. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2014. 652 p.

15. Промышленное освоение высокопрочного сплава В-1469 системы Al–Cu–Li–Mg / Г. Г. Клочков, О. Е. Грушко, Ю. Ю. Клочкова и др. // Тр. ВИАМ: Электрон. науч.-техн. ж-л. 2014. № 7. С. 01. URL: <http://www.viam-works.ru>. DOI: 10.18577/2307-6046-2014-0-7-1-1.

16. Фридляндер И. Н., Колобнев Н. И., Сандлер В. С. Алюминиевые деформируемые сплавы. Алюминий-литиевые сплавы. Энциклопедия. Цветные металлы и сплавы. Т. II-3. Композиционные металлические материалы / Под ред. Фридляндера И. Н., Каблова Е. Н., Сенаторовой О. Г., Шалина Р. Е. М.: Машиностроение, 2001. С. 156–185.

17. Aluminum Standards and Data // The Aluminum Association. USA. 2006.

18. Гибридные материалы для применения в условиях севера / В. В. Антипов, Е. И. Орешко, В. С. Ерасов и др. // Механика композитных материалов. 2016. Т. 52. № 5. С. 1.

19. Effect of drilling parameters on hole quality and delamination of hybrid GLARE laminate / S. Y. Parka, W. J. Choi, C. H. Choi et al. // Composite Structures 185. 2018. P. 684–698.

20. Слоистые металлополимерные материалы в элементах конструкции воздушных судов / Н. Ю. Подживотов, Е. Н. Каблов, В. В. Антипов и др. // Перспективные материалы. 2016. № 10. С. 5–19.

21. Оценка эффективных механических характеристик слоистого алюмокомпозита в условиях одноосного растяжения / В. В. Антипов, В. Н. Добрянский, В. А. Короленко и др. // Вестник МАИ. 2018. Т. 25. № 2. С. 221–229.

22. Гибридные слоистые материалы на базе алюминий-литиевых сплавов применительно к панелям крыла самолета / Н. Ю. Серебряникова, В. В. Антипов, О. Г. Сенаторова и др. // Авиационные материалы и технологии. 2016. № 3 (42). С. 3–8. DOI: 10.18577/2071-9140-2016-0-3-3-8.

23. Перспективные разработки в области легких материалов для современной авиакосмической техники / В. А. Дуюнова, Т. А. Нечайкина, М. С. Оглодков и др. // Технология легких сплавов. 2018. № 4. С. 28–43.

24. Влияние структуры на огнестойкость и огнестойкость алюмокомпозитов класса СИАЛ и возможность применения данных материалов в авиастроении / В. В. Антипов, А. Н. Коновалов, Н. Ю. Серебряникова и др. // Тр. ВИАМ: Электрон. науч.-техн. ж-л. 2019. № 1. Ст. 05. URL: <http://viam-works.ru/ru>. DOI: 10.18577/2307-6046-2019-0-1-40-46.

ся каркас из смеси металл—намазка. Это обеспечивает не только коррозионную стойкость заготовки, но и значительно улучшает качество и свойства ее поверхностей.

Цели настоящей работы: исследование влияния пропитки жидким чугуном порошковой намазки из сплава на основе никеля (состав, %: 0,2÷0,3 С; 1,0 Si; 0,7÷1,2 Mn; 0,7÷0,8 P; 15÷17 Cr; 3,0 В; ≤5 Fe) на структуру и свойства металла отливок из серого чугуна и композиционного покрытия; разработка технологического процесса изготовления высококачественных чугунных отливок с композиционными покрытиями, получаемых в разовых литейных формах.

Основная задача при получении чугунных отливок с композиционным покрытием — установить оптимальные параметры пропитки слоя пористой порошковой намазки, наносимую на рабочую поверхность литейной формы, для формирования покрытия необходимой толщины с требуемыми свойствами.

В исследованиях использовали отливки из серого чугуна СЧ15 и порошок из сплавов ПГ-ХН80СР3. Гранулометрический состав порошка (фракции): 50÷63; 63÷100; 100÷160; 160÷200 и 200÷315 мкм.

Исследовали намазки с порошками с мелкой (30÷50 мкм), средней (50÷100 мкм) и крупной (>100 мкм) дисперсностью и жидким стеклом с плотностями $\rho = 1,29; 1,35$ и $1,42$ г/см³.

Определяли зависимости между глубиной пропитки порошковой намазки расплавом, плотностью металла композиционного покрытия и температурой заливки чугуна при разных фракционных и химических составах порошка.

При увеличении толщины (5; 8 и 12 мм) слоя порошковой намазки из сплава ХН80СР3 при пропитке жидким чугуном с температурой заливки 1380 °С приповерхностная зона нагревалась соответственно до температур 1060÷1070; 930÷970 и 760÷780 °С. Термическое состояние композиционного покрытия зависит от сплава порошка и температуры заливки, а также от количества заливаемого в форму чугуна.

Для получения более однородной структуры отливок с композиционными покрытиями целесообразно повышать температуру заливки. При повышении толщины порошковой намазки из сплава ХН80СР3 с 3 до 12 мм с интервалом 3 мм (при отношении толщины намазки к общей толщине стенки отливки 0,07÷0,30) полноценная пропитка жидким чугуном обеспечивается при температуре заливки 1440 °С.

Независимо от толщины пористой намазки из порошка сплава ХН80СР3 при заливке чугуна с температурой ниже 1350 °С ее пропитка составила 0,5÷1,5 мм. Поверхностный слой на заготовке образуется в результате проникновения жидкого чугуна в поры порошковой намазки, охватывая отдель-

ные его частицы. После затвердевания формирует композиционный слой, который имеет прочное сцепление с отливкой.

При этом коэффициент затвердевания ($K_{о.м} = 3,22$ мм/с^{1/2}) отливки с порошковой намазкой на основе никелевого сплава незначительно превышает коэффициент при затвердевании отливки в форме без намазки ($K_{о.м} = 2,93$ мм/с^{1/2}).

Установлено, что с повышением температуры заливки чугуна с 1360 до 1420 °С глубина пропитки увеличивается, уменьшается доля нерастворившихся частиц порошка в структуре композиционного покрытия ХН80СР3-СЧ15 с 67÷65 до 44÷47 %, что связано с повышением растворимости частиц порошка намазки в чугуне связки. При этом уменьшается пористость композиционного покрытия на 0,91÷1,33 и увеличивается прослойка между нерастворившимися частицами с 0,10÷0,12 до 0,22÷0,28 мм, что улучшает прочность материала композиционного покрытия чугунной отливки.

При уменьшении толщины слоя порошковой намазки (15; 10; 5 мм) и повышении температуры заливки с 1360 до 1440 °С повышается растворение частиц порошка в чугуне, а ликвации химических элементов Ni, Cr, Si и P по поперечному сечению композиционного покрытия отливки уменьшаются.

Химическим анализом металла в поперечном сечении композиционного покрытия установили, что чем меньше толщина порошковой намазки, тем больше однородность распределения химических элементов Ni, Cr, Fe и С по толщине покрытия чугунной отливки.

Повышением температуры заливки чугуна с 1320 до 1440 °С можно увеличить скорость фильтрации в 2—3 раза. Так, при увеличении толщины (5; 10; 15 мм) намазки из порошка сплава ХН80СР3 содержания химических элементов с поверхности вглубь до контактной зоны изменяется следующим образом: никель — с 45,1; 55,1 и 60,2 % до 44,0÷44,2 %, хром — с 11,0; 14,5 и 15,2 % до 9,4÷9,8 %, железа — с 44,5÷40,2 и 38,5 % и до 46,2÷46,7 %, углерода — с 1,47; 1,29 и 0,96 % до 1,75÷1,80 %.

Характер растворения частиц и диффузия Ni; Cr; Si и P в чугуне связки у поверхности композиционного покрытия отливки значительно зависят от толщины порошковой намазки, а содержание и распределения данных химических элементов по зонам изменяются значительно. Так, в опытных отливках с общей толщиной 50 мм в поверхностной зоне композиционного покрытия увеличение толщины порошковой намазки (5; 10; 15 мм) привело к уменьшению содержания химических элементов сплава ХН80СР3 в тонких межчастичных прослойках чугуна: никеля — с 9,64 % до 4,38 и 6,51 %; хрома — с 2,2 % до 0,25 и 1,31 %, кремния — с 2,2 % до 0,34 и 0,36 %. При этом содержание фосфора в чугуне, пропитавшем пористую намазку, увеличи-

вается с 0,43 % до 0,59 и 0,63 %. Во всех случаях при литье с пропиткой порошковой намазки металл контактной зоны базового чугуна с композиционным покрытием насыщается химическими элементами Ni, Cr и P значительно по сравнению с периферийной зоной.

Растворимость и диффузия химических элементов из твердых частиц сплава порошка в чугун связи значительно, чем в поверхностной зоне композиционных покрытий. Однако с увеличением толщины намазки содержание химических элементов, переходящих в состав чугуна связи, уменьшается так же, как и в металле поверхностных зон композиционного покрытия: при увеличении толщины намазки (5; 10; 15 мм) содержание Ni и Cr уменьшается соответственно до 2,79; 3,71 % и 0,26; 0,40 %.

Независимо от толщины порошковой намазки в металле контактной зоны содержание кремния почти остается неизменным. При этом содержание фосфора по сравнению с исходным количеством (0,7÷0,8 %) уменьшается почти в 2 раза и составляет 0,33÷0,38 %.

На основании исследований разработан технологический процесс получения отливок типа втулок с упрочнением рабочей поверхности композиционным покрытием.

Испытания композиционного покрытия ХН80СРЗ-СЧ15 показали, что их механические свойства значительно выше, чем у чугуна отливок: у покрытия $\sigma_B = 380 \div 450$ МПа и $HB = 2800 \div 3500$ МПа, у отливок $\sigma_B = 150$ МПа и $HB = 1630 \div 2290$ МПа.

Для определения трибологических показателей сопряжений из отливок с поверхностным слоем из композиционного покрытия в лабораторных условиях применяли метод металловедческого анализа — определение микротвердости поверхностей трения и скорости изнашивания.

Известно, что с повышением твердости материалов его интенсивность изнашивания снижается.

Стойкость образцов к истиранию испытывали на машине МТ-66 с помощью алмазного шлифовального круга в двух режимах: с окружной скоростью $v = 0,5$ м/с при нагрузке $P = 48$ Н, а также при постоянном давлении $p = 0,015$ Н/м² и скорости скольжения 1,25 м/с.

Износостойкость образцов, вырезанных из стенки отливки серого чугуна, со структурой из перлитоферритной металлической основы с пластинчатым графитом сравнивали с износостойкостью композиционного покрытия на основе ХН80СРЗ-СЧ15 и аустенитного никельхроммедного чугуна нирезист (монометалл). Образцы из отливок без композиционного покрытия отличались высоким изнашиванием.

С увеличением толщины порошковой намазки износостойкость композиционного покрытия по-

вышается. При толщинах покрытия 3; 5 и 10 мм интенсивности изнашивания составили соответственно 783; 741 и 718 мкм/мин.

Исследовали зависимости скорости изнашивания образцов от условий формирования композиционного покрытия отливок, состава порошковых композитов и скорости скольжения.

При трении в сопряжении "эталонный образец — образец с композиционным покрытием из аустенитного чугуна нирезист" на поверхности последнего наблюдались вырывы частиц композиционного металла, часть которых налипала на сопряженную поверхность, другая часть представляла собой продукты изнашивания.

Разрушение поверхности трения образца из композиционных покрытий ХН80СРЗ-СЧ15 имело локальный характер [8] и проходило по цементитноледебуритным фазам чугуна связи, а не по значительно менее прочному металлу композиционного покрытия ХН80СРЗ, так как цементитноледебуритная фаза имеет меньшую пластичность.

Для металла композиционного покрытия из ХН80СРЗ-СЧ15 характерно выкрашивание частиц при трении, так как в процессе пропитки намазки жидким чугуном в поверхностной зоне частицы порошка частично свариваются между собой, и площадь истинного контакта между ними значительно меньше общей площади контакта между металлом связи и таких же частиц порошка. Поэтому при трении образцов некоторые частицы, сваривающиеся между собой, скалываются и выкрашиваются из композиционного покрытия.

Относительная износостойкость образцов из композиционного покрытия ХН80СРЗ-СЧ15 при $p = 150$ Н/см² и $v = 125$ м/с составила 130 мг, у образца из моноотливок высокоизносостойкого объемнолегированного аустенитного никельхроммедного чугуна (нирезист) износостойкость составила 500 мг, т. е. изнашивание композиционного покрытия в 3,86 раза меньше.

Таким образом, исследования на износостойкость показали, что предложенный способ получения чугунных отливок с композиционным покрытием можно рекомендовать для изготовления деталей, работающих в условиях трения. Композиционное покрытие на отливках из серого чугуна увеличивает срок службы деталей. Данный композитный материал можно рекомендовать в качестве замены высокохромоникелевых аустенитных чугунов типа нирезист (состав: 18÷36 % Ni, 1÷4 % Cr и 3 % Cu) и стали 12Х18Н9ТЛ.

Известно, что в порошке из сплава ХН80СРЗ-хром важным легирующим химическим элементом является никель, который может растворяться во многих химических элементах и, в частности, в железе и кремнии. Основное преимущество никельхромовых сплавов заключается в высокой коррозионной стойкости ко многим окислительным и вос-

**Скорость коррозионного разрушения при разной толщине композиционного покрытия ХН80СРЗ-СЧ15
в зависимости от среды и температуры, г/(м²·ч)**

Кислота (температура)	Материал	Толщина покрытия, мм	Концентрация кислоты С, %					
			1	3	5	10	15	20
Серная (20 °С)	СЧ15	—	47,800	105,800	121,800	98,980	71,970	42,900
		3	0,030	0,103	0,171	0,215	0,109	0,082
		5	0,001	0,024	0,032	0,091	0,005	0,004
		10	0,006	0,030	0,082	0,105	0,002	0,007
	Чугун нирезист	—	0,001	0,003	0,47	1,831	1,455	1,481
Соляная (80 °С)	СЧ15	—	81,989	498,969	224,885	309,863	276,983	300,785
		3	2,095	2,596	2,885	3,196	3,387	3,597
		5	1,806	2,029	2,065	2,179	2,194	2,396
		10	1,966	2,299	2,483	2,801	2,966	2,900
	Чугун нирезист	—	3,717	4,892	4,776	4,611	4,705	4,601

становительным средам. Свойства сплава существенно зависят от содержания в нем таких примесей, как углерод, сера, фосфор и кислород.

При толщине покрытий 5 и 10 мм в отливке ХН80СРЗ-СЧ15 коррозионное разрушение распространяется равномерно с периферийной поверхности вглубь образца. В образце из композиционных покрытий толщиной 5 мм коррозия носит местный характер и локализуется на участках поверхности, где находится в контакте с тонкой ледебуритноцементитной фазой чугуна и спекшейся массой из порошкового композита сплава ХН80СРЗ в виде отдельных точек или пятен.

Так как коррозионное разрушение начинается всегда с поверхности, то нет необходимости увеличивать толщину композиционного покрытия в отливках.

Испытания на коррозионную стойкость проводили при нормальной температуре в открытых стаканах по принятой методике [1]. Время испытания варьировали от 5 до 100 ч. Коррозионную стойкость оценивали по потере массы на единицу исходной площади поверхности образца.

Известно, что в водных растворах соляной и серной кислот железистые сплавы неустойчивы. Исключение составляют высококремнистые чугуны и хромоникелевые стали, которые ввиду высоких твердости, хрупкости и чувствительности к колебаниям температур имеют очень ограниченное применение.

Данные по коррозионной стойкости композиционного покрытия ХН80СРЗ-СЧ15 разной толщины к растворам серной и соляной кислот приведены в таблице.

Установлено, что наибольшей коррозионной стойкостью в растворах серной и соляной кислот обладают покрытия толщиной 5 и 10 мм. При этом в растворе серной кислоты с концентрацией С = 15 и 20 % скорость коррозии покрытия по сравнению с базовым чугуном отливки в среднем меньше в 15 раз, а в растворе соляной кислоты с такими же концентрациями меньше в 42 раза.

Испытания на коррозионную стойкость композиционного покрытия ХН80СРЗ-СЧ15 показали, что экономически целесообразнее использовать отливки с толщиной композиционного покрытия 5 мм, так как снижается расход дефицитного порошка ХН80СРЗ. Однако необходимо учитывать, что при уменьшении толщины намазки в композиционном покрытии увеличивается содержание цементитоледебуритных составляющих.

Таким образом, определены рациональные технологические параметры для изготовления чугунных отливок с композиционным покрытием ХН80СРЗ-СЧ15 с высокими показателями прочности, износостойкости и коррозионной стойкости.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Романов В. В.** Методы исследования коррозии металлов. М.: Металлургия, 1965. 332 с.
2. **Бухтоярова В. Н.** Обзор способов совместного напыления и упрочнения покрытий. Воронеж: Воронежская государственная лесотехническая академия, 2001. 9 с.
3. **Расулов Ф. Р.** Повышение свойства материала поверхностного слоя отливок чугунных изделий // Механика—машиностроение 2005. № 3. С. 41—42.
4. **Разработка** нового метода легирования поверхности отливок / М. А. Гурьев, С. Г. Иванов, И. А. Гармаева и др. // Междунар. ж-л экспериментального образования. 2015. № 8. С. 103—105.
5. **Rasulov F. R., Babaev A. I.** Surface Alloying of the Casting in the Casting Mold // Engineering and Applied Sciences. 2018. Vol. 3. N. 1—3. P. 64—73.
6. **Лыгденов Б. Д.** Исследование поверхностного микролегирования стали сплавом Ni—Cr—B—Si в процессе кристаллизации отливок // Ползуновский альманах. 2008. № 3. С. 45—46.
7. **Sigma Phase Formation and Embrittlement of Cast Iron-Chromium-Nickel (Fe—Cr—Ni) Alloys** / A. M. Babakr, A. Al-Ahmari, K. Al-Jumayah, F. Habiby // Journal of Minerals & Materials Characterization & Engineering. 2008. N. 7. P. 127—140.
8. **Расулов Ф. Р.** Влияния пропитки порошковой намазки на износостойкость чугунных отливок с композиционным покрытием // Механика—машиностроение. 2010. № 1. С. 70—75.

Г. В. ПАЧУРИН, д-р техн. наук, А. А. ФИЛИППОВ, канд. техн. наук, Д. А. ГОНЧАРОВА, А. Н. КУЗЬМИН, Г. А. ГЕВОРГЯН (НГТУ им. Р. Е. Алексеева, г. Нижний Новгород), e-mail: pachuringv@mail.ru

Усталость конструкционных материалов в коррозионно-активных средах

Исследованы факторы, влияющие на усталостное разрушение металлов и сплавов. Для повышения ресурса и надежности изделий из металлов и сплавов с учетом условий их работы и наличия коррозионно-агрессивной среды при обосновании выбора конструкционного материала предлагается учитывать его кривую прогиба при циклическом нагружении.

Ключевые слова: конструкционный материал, коррозионно-агрессивная среда, сопротивление усталости, усталостные трещины, кривая прогиба, циклическое нагружение, долговечность.

The factors influencing the fatigue failure of metals and alloys are investigated. To increase the resource and reliability of products made of metals and alloys, taking into account their operation conditions and the presence of a corrosive environment, when justifying the selection of a structural material, it is proposed to take into account its deflection curve under cyclic loading.

Keywords: structural material, corrosive environment, fatigue resistance, fatigue cracks, deflection curve, cyclic loading, durability.

При эксплуатации машины и оборудования испытывают разные виды нагрузок, приводящие к деструкции материалов их конструктивных элементов. Наиболее опасными нагрузками являются вибрационные, особенно при наличии коррозионно-активной среды [1, 2].

Эксплуатационные показатели изделий из конструкционных материалов формируются при технологических операциях, начиная с выплавки металла и заканчивая финишной обработкой изделия [3–5].

В машиностроении наряду с другими важными задачами являются повышение ресурса и эксплуатационной надежности продукции. Для этого необходимы экспериментальные исследования усталостных показателей конструкционных материалов с целью снижения металлоемкости изделий, рационального выбора материала и назначения оптимальных технологий и режимов обработки.

Решение данных задач предполагает изучение кинетики усталостной деструкции конструкционных материалов в присутствии коррозионно-активной среды с возможностью определения продолжительности эксплуатации детали до образования

в ней трещин и интенсивности их дальнейшего роста в конструкции. Это позволит выбрать правильный материал с учетом условий эксплуатации, предотвратить преждевременное разрушение изделия, снизить материальные и временные затраты на его ремонт [6].

При изготовлении машин и механизмов применяют различные технологии [7–9]. При поиске оптимальной технологии изготовления важно учитывать все факторы, определяющие эксплуатационную долговечность изделия.

Изучение деструкции материалов при циклическом нагружении связано с продолжительными испытаниями [10], поэтому определение закономерностей развития процессов усталостного разрушения образцов из конструкционных материалов, прошедших разные виды обработки на разных режимах, весьма актуально.

Конструкционный материал в коррозионно-активной среде, как правило, значительно быстрее подвергается коррозионной усталости [11, 12].

В работах [1, 13, 14] проанализированы факторы, оказывающие значительное влияние на усталостное разрушение металлов и сплавов в присутствии коррозионно-активной среды.

Важнейшим фактором, определяющим процесс усталостного разрушения материала в условиях коррозионно-активной среды, является степень ее агрессивности. Часто наводороживание металлов, особенно высокопрочных сталей с повышенной чувствительностью к водородному охрупчиванию, является определяющим при знакопеременном нагружении.

Исследование трещиностойкости коррозионно-стойких сталей 08X17T и 12X18H10T при отнулевом цикле напряжений с частотой 2,5 Гц показало, что в наводороженной (однонормальный водный раствор серной кислоты с добавлением диоксида мышьяка 5 мл/л) и в предварительно наводороженной среде скорость роста усталостной трещины на порядок выше, чем на воздухе. При циклическом деформировании наводороживание является определяющим фактором роста трещины из-за резкого снижения пластичности в поверхностном слое вследствие адсорбции водорода или поверхностных реакций с охрупчивающим воздействием с оксидированием и высвобождением водорода.

Испытания на чистый изгиб при отнулевом цикле нагружений с частотами $f = 167; 16,7$ и $1,67$ МГц гладких образцов из стали 15ХН5ДМФ показал, что морская вода в меньшей степени влияет на время, необходимое до возникновения трещины, но сокращает время развития трещины. При этом сопоставление кинетики роста коротких и длинных трещин на стали А53СL1 (в %: 0,13 С; 1,48 Мп; 0,012 Р; 0,005 S; 0,46 Si; 0,016 Мо; 0,04 Cr; 0,18 N; 0,17 Cu; 0,051 V) и стали Ст JIS SNCM439 (0,42 С; 0,24 Si; 0,9 Mn; 0,019 Р; 0,008 S; 1,77 Ni; 0,78 Cr; 0,1 Мо) выявило значительное (в 10 раз) ускорение роста коротких трещин в отличие от длинных. Короткие трещины располагаются между зерен, а длинные их разрушают.

Частота нагружения

Снижение частоты f нагружения уменьшает долговечность материалов:

для стали 15ХН5ДМФ в диапазоне частот $f = 167 \div 1,67$ МГц;

для сталей 422 (в %: 0,25 С; 0,77 Ni; 12,39 Cr; 1,12 Мо; 0,28 V; 1,08 W) и SVS410 (0,09 С; 0,38 Si; 0,33 Mn; 0,021 Р; 0,008 S; 13,08 Cr) в диапазоне $f = 10 \div 0,1$ Гц;

для низколегированной Cr—Мо-стали в диапазоне $f = 30 \div 0,03$ Гц;

для высокопрочных сплавов AISI 4340, 12Ni—5Cr—3Мо, 10Ni—Cr—Мо—Со и мартенситостареющей стали 200 (18 Ni; 3,2 Мо; 0,2 Ti; 0,1 Al; 8,5 Со; 0,035 С) при $f = 3,3 \div 0,017$ Гц;

для сплавов 33NiCr (0,37 С; 3,5 Ni; 1,35 Cr; 0,25 Мо; 0,1 V; 0,3 Si; 0,4 Mn) при $f = 36 \div 0,3$ Гц;

для сплавов нимоник-105 (0,2 С; 14,5 Cr; 20 Со; 5 Мо; 1,8 Al; 4,5 Ti) и IN738С (0,17 С; 16 Cr; 8,5 Со; 1,7 Мо; 2,6 W; 1,7 Та; 0,9 Nb; 3,4 Al; 3,4 Ti; 0,1 Zr) при $f = 10^2 \div 10^{-4}$ Гц.

Однако существуют данные, указывающие на неоднозначное влияние частоты нагружения на коррозионно-усталостное разрушение материалов, например для En56С (0,24 С; 0,34 Si; 0,27 Mn; 13,38 Cr; 0,41 Ni; 0,011 S; 0,019 Р) и А533В-1 (0,18 С; 0,26 Si; 1,5 Mn; 0,59 Ni; 0,009 S; 0,01 Р) при изменении f с 0,001 до 10 Гц; аустенитных сталей 316L (0,03 С; 17,8 Cr; 14,1 Ni; 2,5 Мо; 0,44 Si) и 316S16 (0,02 С; 18,2 Cr; 12,7 Ni; 2,1 Мо; 1,03 Mn; 0,59 Si).

Для сталей типа 12Х2Н в ряде случаев существует предельная частота нагружения, ниже которой рост коррозионно-усталостной трещины незначительно повышается или уменьшается.

Форма цикла нагружения

Форма цикла нагружения несущественно влияет на усталость материалов в рабочих средах при небольших нагружениях и существенно влияет при

значительных нагружениях. При этом долговечность образцов, испытанных по синусоидальной форме нагружения, меньше, чем при прямоугольной или трапецеидальной формах. Так, исследования гладких плоских образцов из стали 5ХН5ДМФ на чистый изгиб показали, что возникновение и рост усталостной трещины при синусоидальном цикле нагружения в морской воде происходят на $10 \div 90$ % интенсивнее, чем при трапецеидальной форме цикла нагружения. Причем эффект формы цикла с повышением деформации повышается.

Асимметрия цикла нагружения

Чем меньше интенсивность напряжений в вершине трещины, тем больше асимметрия цикла влияет на снижение сопротивления коррозионной усталости материала. Увеличение асимметрии цикла нагружения способствует снижению порогового коэффициента интенсивности напряжений (КИН) K_{th} и разницы между скоростью роста трещин в морской воде и на воздухе. При испытании на изгиб стали 10ХСНД с частотой нагружения $f = 35$ Гц в морской воде увеличение коэффициента асимметрии цикла нагружения не влияет на зарождение и рост трещин, но уменьшает их число. В стали BS817M40 повышенной чистоты (в %: 0,16 Р; 0,03 S; 0,032 As; 0,019 Sn; 0,065 Sb) при испытаниях на усталостную прочность при коэффициентах асимметрии цикла нагружения $r = 0,1$ и $0,35$ на 35 % поверхности усталостного излома превалирует межзеренное расположение трещин, а при $r = 0,7$ такие трещины составляют лишь 10 %.

Кинетика

коррозионно-усталостного разрушения

Испытания образцов из жаропрочного сплава инконель-718, легированного молибденом, из стали Х20СгМо13 и титанового сплава ВТ1-0 показали, что для повышения срока службы изделий, работающих в агрессивных средах, следует использовать материалы с высоким пороговым коэффициентом интенсивности напряжений.

Эксперименты с образцами из алюминиевого сплава АЦпл выявили одинаковое дислокационное скольжение при коррозионной усталости. Совместное влияние среды и знакопеременного нагружения в результате разрушения пленки пассивации и устранения препятствий выхода на поверхность металла дислокаций активизирует деформации на микро- и субмикроуровне. Пассивация же тормозит их выход, замедляя ускорение кинетики коррозионно-усталостной повреждаемости.

Начальная фаза коррозионной усталости, как и при коррозионном растрескивании, из-за воздействия адсорбционных или адсорбционно-электрохи-

мических факторов со стороны среды определяется локальным повреждением пассивного слоя поверхности материала. Однако, если в первом случае интенсивность транскристаллитного скольжения сначала увеличивается, и только потом в полосах скольжения возникают ювенильные плоскости металла, то во втором случае свежие поверхности сразу образуются в скоплениях дислокаций.

При исследовании с помощью микроскопа рабочей поверхности опасного сечения образца установлено [1], что усталостное разрушение в присутствии агрессивной среды начинается с точечных коррозионных повреждений, возникающих преимущественно у неметаллических включений на стойких полосах скольжения, зона которых наиболее активизирована и является анодом для близлежащих поверхностей. Далее эти повреждения углубляются. Из-за локализации напряжений и интенсивности электрохимических процессов возрастает термодинамическая активность металла. Закупорку питтингов затрудняют вторичные продукты коррозии, замедляющими окисление при знакопеременном нагружении. Поэтому на образцах без предварительно созданных трещин на поверхности образуется множество коррозионно-усталостных микротрещин, расположенных близко друг к другу, которые совместно влияют на распределение напряжений. При этом трещины не прямолинейные и значительно разветвлены.

Таким образом, вышеперечисленные факторы затрудняют определение момента зарождения макротрещины для аналитической оценки времени ее появления.

Этапы роста трещины при усталостном нагружении описывают кинетической диаграммой усталостного разрушения (КДУР) [1, 15], т. е. зависимостью изменения скорости роста трещины dl/dN (l — длина усталостной трещины; N — число циклов) от КИН.

Полная диаграмма имеет сложный вид, поэтому многочисленные попытки описать ее единой аналитической зависимостью такими исследователями, как Формен, Керни, Эрдоган, Г. П. Черепанов, В. Д. Кулиев, С. Я. Ярема, С. И. Микишин и др., не увенчались успехом. Особенности кинетической диаграммы усталостного разрушения разных мате-

риалов в коррозионно-агрессивной среде подробно освещены в работе [16]. В отличие от трещин, развивающихся без участия коррозионно-агрессивной среды, они имеют свои особенности [1], которые определяют характер движущих сил и кинетику распространения коррозионных трещин и не описываются традиционным анализом механики разрушения. Напряженное состояние в вершине коррозионно-усталостной трещины может существенно снизиться в связи с ее разветвлением и "затуплением" в результате коррозионного разрушения, что способствует релаксации напряжений, т. е. снижению эффективных КИН на величину ΔK_{iff} .

При экспериментах для установления влияния среды, концентраторов напряжений и вида обработки на сопротивление усталости конструкционных материалов целесообразно использовать относительные величины [2], например отношение $\beta_{th} = \Delta K_{thc}/K_{th}$ [2], где ΔK_{thc} — критическое приращение КИН; K_{th} — пороговая величина КИН.

Преимущество данного подхода очевидно, если в металле уже есть макротрещины, их рост происходит в перпендикулярном направлении относительно нормальных напряжений, то интенсивность напряжений в вершинах трещин можно контролировать. Для гладких образцов без предварительно созданных трещин на поверхности зарождается сразу большое число коррозионно-усталостных микротрещин [17], расположенных близко друг к другу и совместно влияющих на распределение напряжений. Поэтому определить интенсивность напряжений в вершине развивающейся трещины известными методами невозможно. К тому же часто трещины имеют разветвленный вид и непрямолинейны, что затрудняет при аналитическом описании кинетики коррозионной усталости применение известных гипотез механики разрушения.

Объекты исследования — латунь Л63Т и алюминиевый сплав В95пчТ2, характеристики которых представлены в табл. 1.

Образцы испытывали [1] по схеме симметричного консольного нагружения с частотой вращения 3000 мин^{-1} образца с фиксацией текущего прогиба h . Структурные повреждения поверхности образца за все время испытаний контролировали с помощью фазосинхронизатора с оптическим мик-

Таблица 1

Характеристика материалов

Материал	Состав, %	Исходное состояние	Особенности микроструктуры
Латунь Л63Т	63,25 Cu; 0,014 Fe; 0,01 P; остальное Zn	Холоднокатаная обработка	Размер зерна 0,04 мм
Алюминиевый сплав В95пчТ2	6,0 Zn; 1,8 Cu; 0,2 Cr; 0,1 Si; 0,4 Mn; 0,1 Fe; остальное Al	Закалка 1 ч в воде при $465 \div 475$ °С; растяжение на 1,7 % в свежезакаленном состоянии; старение 5 ч при 120 °С; выдержка 6 ч при 180 °С	—

роскопом ($\times 37$) и стробоскопического освещения (лампа E27 G45 40 \times 88 мм белый свет, 2 Вт RL-BL-E27-G45-ST). Варьирование параметров режима испытаний обеспечивали специально спроектированной камерой, в которой образец нагружали в коррозионно-активной среде [18]. Микроструктуру образцов изучали с помощью оптического микроскопа AKASHI.

Результаты экспериментов

На рис. 1 показана зависимость изменения прогиба h образца из сплава В95пчТ2 при циклическом нагружении. Установлено, что прогиб h образца отражает суммарный результат структурных в нем повреждений [1, 11, 19]. Зависимость изменения прогиба в ходе испытаний состоит из трех участков, которые для материалов в упрочненном и отожженном состояниях существенно отличаются [10].

При отожженном материале прогиб сначала уменьшается, затем стабилизируется (до появления макротрещины) и далее резко увеличивается (резкий рост трещины до разрушения образца).

При упрочненном материале прогиб сразу увеличивается, далее стабилизируется (до появления макротрещины) и затем увеличивается до разрушения образца.

Сплав В95пчТ2 при циклическом нагружении разупрочняется.

На рис. 2 представлена зависимость изменения относительной длины l/d (d — диаметр опасного сечения образца) усталостной трещины при циклическом нагружении распределенной нагрузкой 200 МПа.

Более заметное увеличение прогиба образца обусловлено выходом макротрещины на его поверхность. Повышение долговечности сплава показывает увеличение числа циклов нагружения до появления трещины, при этом скорость ее развития уменьшается.

При амплитуде напряжений $\sigma_a = 270$ МПа в опасном сечении образца число циклов нагружения до появления трещины составило $5,3 \cdot 10^4$ циклов, а скорость ее развития — 3,07 мкм/циклов, при $\sigma_a = 200$ МПа соответственно данные показатели составили $2 \cdot 10^5$ циклов и 0,106 мкм/циклов.

Коррозионная усталость металлов подчиняется тем же законам. Коррозионно-агрессивная среда обуславливает возникновение многоочаговых повреждений. Так как изменение прогиба независимо от физико-химических процессов, а коррозионная усталость выражается в основном уменьшением сечений образца, то кривые прогиба те же, что и при испытаниях на воздухе.

На рис. 3 показана зависимость прогиба h образца из латуни Л63Т, находящегося в коррозионно-агрессивной среде, от числа N циклов нагру-

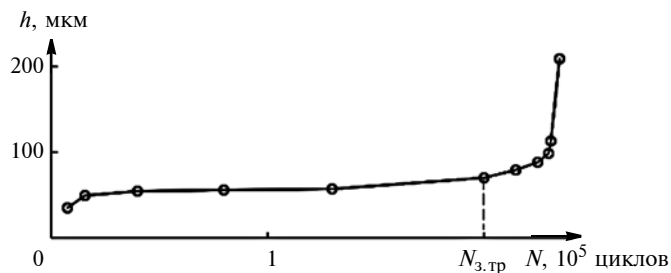


Рис. 1. Зависимость изменения прогиба h образца из сплава В95пчТ2 при циклическом нагружении с амплитудой напряжений 200 МПа

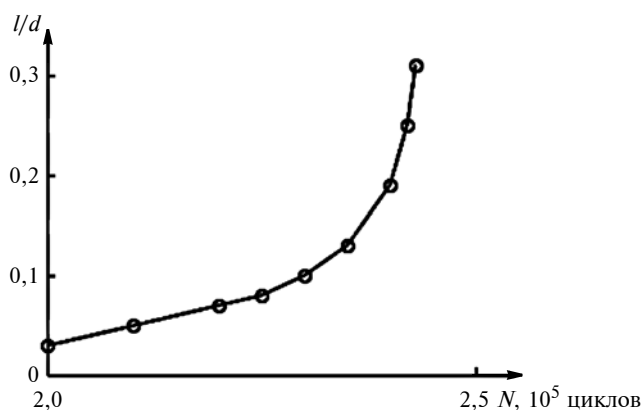


Рис. 2. Зависимость изменения относительной длины l/d усталостной трещины при циклическом нагружении с амплитудой напряжений 200 МПа

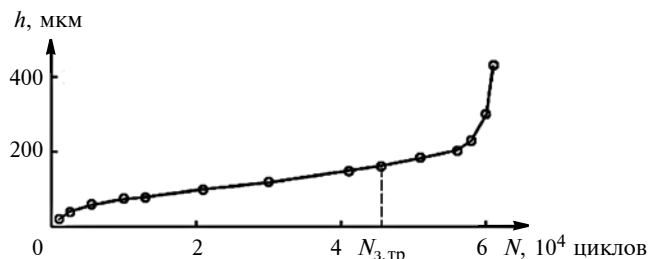


Рис. 3. Зависимость изменения прогиба h образца из латуни Л63Т, находящегося в коррозионно-агрессивной среде, при циклическом нагружении с амплитудой напряжений 300 МПа

жения, по которой можно судить о долговечности материала до выхода на поверхность образца трещины и скорости ее роста. Это может иметь практическое применение, если непосредственное наблюдение изменений поверхности образца исключено, как например, при наличии среды.

Показано, что наличие среды затрудняет определение момента зарождения макротрещины для аналитической оценки времени до ее появления.

В табл. 2 представлены результаты испытаний на усталостную долговечность образцов из латуни Л63Т, находящихся в коррозионно-агрессивной среде и на воздухе.

Результаты испытаний на усталостную долговечность циклическим нагружением с $\sigma_a = 300$ МПа на образцы из латуни Л63Т, находящихся в разных средах

Среда	$N_p, 10^3$ циклов	$N_{з.тр}, 10^3$ циклов	$N_p - N_{з.тр}, 10^3$ циклов	$l, \text{мм}$	$v_T, 10^{-4}$ мкм/циклов
Воздух	341	270	71	3,66	515
Коррозионная	51	45	6	3,10	5167

Примечание: N_p — число циклов до разрушения; $N_{з.тр}$ — число циклов до зарождения трещины; $(N_p - N_{з.тр})$ — число циклов для образца с трещиной до разрушения; l — длина усталостной трещины на изломе образца; v_T — скорость роста трещины.

Использование кривых прогиба особенно актуально при коррозионно-усталостной деструкции металлических материалов из-за невозможности непосредственного наблюдения их структурной повреждаемости. Экспериментальные зависимости помогают определить момент образования трещины и скорость ее роста, что совместно с металлографическими и фрактографическими исследованиями позволяет оптимизировать выбор конструкционных материалов с учетом условий эксплуатации изделия и обосновывать технологический процесс его изготовления с целью снижения материалоемкости, повышения ресурса и ремонтпригодности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Пачурин Г. В. Коррозионная долговечность изделий из деформационно-упрочненных металлов и сплавов. СПб.: Лань, 2014. 160 с.
2. Пачурин Г. В. К вопросу о гипотезах коррозионно-усталостного разрушения металлов и сплавов // Фундаментальные исследования. 2014. № 3. Ч. 1. С. 28—34.
3. Shaping of structural and mechanical properties of heavy duty mandrels used for seamless pipe rolling / G. A. Gevorgian, R. A. Vorobyev, G. V. Pachurin an. et. // Scopus International Scientific Electric Power Conference. Materials Science and Engineering. 2019. DOI: 10.1088/1757-899X/643/1/012127.
4. Rolled stock structure and surface condition factor for quality of automobile fasteners insurance / G. V. Pachurin, A. A. Filippov, T. V. Nuzhdina an. et. // Journal of Physics: Conference Series. 2019. DOI: 10.1088/1742-6596/1353/1/012087.
5. Effect produced by corrosive environment on fatigue resistance of automotive structural steel / G. V. Pachurin, A. A. Filippov, D. A. Goncharova an. et. // Conf. Materials Science and Engineering. 2019. DOI: 10.1088/1757-899X/632/1/012037.
6. Environmentally friendly and resource saving treatment of rolled products made of pearlitic steel prior to metalware upsetting / G. V. Pachurin, A. A. Filippov, I. G. Trunova an. et. // Proceedings of the Seventh International Environmental Congress "Ecology and Life Protection of Industrial-Transport Complexes". 2019. Samara, Togliatti. 2019. P. 115—123.
7. Пей Хунсюнь, Ян Цзигзюнь, Кэ Вэй. Рост коротких трещин в стали A537CL1 при циклическом нагружении в 3,5 %-ом растворе NaCl // Цзинь-шу-снэбао = Acta met. Sin. 1988. 24. № 6. С. B393—B397.
8. Structural and mechanical maintenance of quality of the rolled stock for cold upsetting of metal articles / A. A. Filippov, G. V. Pachurin, D. A. Goncharova an. et. // Conf. Materials Science and Engineering. 2019. DOI: 10.1088/1757-899X/632/1/012010.
9. Defining rolled metal performance for cold bolt upsetting (bolt head) / G. V. Pachurin, S. M. Shevchenko, A. A. Filippov an. et. // Conf. Materials Science and Engineering. 2018. DOI: 10.1088/1757-899X/327/3/032040.
10. Опыт подготовки качественной структуры и свойств поверхности стального проката к холодной высадке / А. А. Филиппов, Г. В. Пачурин, Н. А. Кузьмин и др. // Металловедение и термическая обработка металлов. 2019. № 8. С. 58—61.
11. Pachurin G. V. Life of Plastically Deformed Corrosion-Resistant Steel // Russian Engineering Research. 2012. Vol. 32. № 9, 10. P. 661—664.
12. Пачурин Г. В. Циклическая коррозионная долговечность деформированных конструкционных материалов // Технология металлов. 2003. № 10. С. 16—21.
13. Оценка факторов влияния коррозионной среды на усталость автомобильных материалов / Г. В. Пачурин, Н. А. Кузьмин, Д. А. Гончарова и др. // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2019. Т. 20. № 9 (230). С. 396—401.
14. Похмурский В. И. Коррозионная усталость металлов. М.: Металлургия, 1985. 207 с.
15. Терентьев В. Ф., Петухов А. Н. Усталость высокопрочных металлических материалов. М.: ИМЕТ РАН — ЦИАМ, 2013. 515 с.
16. Пачурин Г. В. Повышение коррозионной долговечности и эксплуатационной надежности изделий из деформационно-упрочненных металлических материалов: учеб. пособие для студентов вузов / НГТУ. Н. Новгород, 2005. 132 с.
17. Пачурин Г. В. Роль структуры поверхности в коррозионной усталости деформированных металлических материалов // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 1. URL: <http://science-education.ru/ru/article/view?id=11907>.
18. Авт. св. 920456: Устройство для испытаний на усталость при изгибе вращающегося образца.
19. Пачурин Г. В. Усталостное разрушение при нормальной температуре предварительно деформированных сплавов // Металловедение и термическая обработка металлов. 1990. № 10. С. 35—38.

В. И. МАЛЫГИН, д-р техн. наук (САФУ им. М. В. Ломоносова), Ю. И. КУВАЛДИН, канд. техн. наук (Вятский ГУ), Н. С. ОБЛОВАЦКАЯ, канд. техн. наук, Е. Н. ЛАПТЕВА, канд. техн. наук, В. А. СЛУЦКОВ (САФУ им. М. В. Ломоносова), e-mail: v.slutskov@narfu.ru

Влияние параметров ультразвуковой финишной обработки на шероховатость обработанных поверхностей деталей из инструментальных сталей

Исследовано влияние параметров пластического деформирования ультразвуковым выглаживанием при финишной обработке на шероховатость поверхностей заготовок из сталей P6M5 и 9XC с исходной твердостью поверхностей 57÷60 HRC. В экспериментах использовали D-оптимальный план Хартли—Коно для четырех факторов (частота вращения заготовки, подача, сила нагружения, мощность ультразвука).

Ключевые слова: ультразвуковая финишная обработка, индентор, мощность ультразвука, шероховатость поверхности, зона пластической деформации.

The influence of the parameters of plastic deformation by ultrasonic burnishing during finishing treatment on the surface roughness of workpieces made of P6M5 and 9XC steels with an initial surface hardness of 57÷60 HRC is investigated. The D-optimal Hartley—Kono plan was used in the experiments for four factors (workpiece rotation frequency, feed, loading force, ultrasound power).

Keywords: ultrasonic finishing, indenter, ultrasound power, surface roughness, plastic deformation zone.

Высокие эксплуатационные свойства деталей, применяемых в инструментальном производстве, их надежность, коррозионная и усталостная прочности значительно зависят от качества поверхностного слоя. Прочность изделия, работающего в сложных условиях, определяют его конструкция и используемый материал, а также она зависит от технологических процессов, способов и режимов обработки при изготовлении изделия, особенно на финишных операциях [1, 2]. Показатели качества поверхностей деталей можно разделить на две группы [3, 4]: геометрические параметры и показатели физических свойств. Поверхности деталей всегда имеют неровности разных форм и размеров, которые возникают при их изготовлении. Качественными показателями физико-механических свойств поверхностного слоя являются: твердость (сравнивается с твердостью основного материала заготовки), величина и знак остаточных напряжений, структура, наличие трещин и пр. Получить требуемое качество поверхностного слоя можно поверхностным пластическим деформированием [3, 5], например применив на финишной операции ультразвуковую обработку.

На сегодняшний день проведено множество исследований поверхностного пластического де-

формирования при ультразвуковом воздействии [3, 6, 7], которые показали значительное повышение однородности микрорельефа после данной обработки.

Практическое значение имеют исследования по установлению связей между параметрами режимов обработки и эксплуатационными свойствами деталей. В исследованиях [2, 5] микрорельеф рассматривали как регулируемую систему, которая меняется под воздействием инструмента, а режимы обработки определяют улучшение эксплуатационных свойств детали и, в частности, изменение шероховатости обработанной поверхности. Зная влияние технологических факторов на качество обработанной поверхности, можно, оптимизируя режим обработки, обеспечить заданную шероховатость.

По сравнению с другими процессами поверхностно-пластического деформирования (ППД), которые применяют для получения требуемого микрорельефа, виброобработка имеет следующие преимущества: высокая производительность, простота выполнения, универсальность в применении. Кроме того, виброобработка ППД обеспечивает значительное упрочнение поверхностного слоя.

В работах [2, 5] отмечается, что на качественные показатели чистовой обработки металлов давлением наибольшее влияние оказывают максимальные нормальные и касательные напряжения, возникающие в зоне деформации. Важно также их соотношение, которое определяет направление деформации и перемещение металла в зоне контакта индентора с обрабатываемой поверхностью, результатом чего являются: смещение зерен металла, изменение их форм и дробление. При этом искажается кристаллическая решетка зерен, изменяется свободная энергия системы, что, в свою очередь, влияет на физико-механические свойства материала — повышаются усталостная прочность, предел текучести, предел прочности, сопротивляемость изнашиванию на истирание. Степень влияния зависит от множества факторов: механических свойств, химического состава и исходной структуры материала, а также от технологии и режима обработки [8, 9].

В ряде работ [10—12] приведены данные о повышении износостойкости, трещиностойкости и усталостной прочности поверхности в результате воздействия ультразвука при повышенной темпе-

ратуре [13, 14], нанесения покрытий [15] и дробеструйной обработки [16].

Отличительной особенностью ультразвуковой финишной обработки по сравнению с известными статическими способами ППД является значительная скорость деформации. При переходе от статического к динамическому деформированию энергия, расходуемая на искажение кристаллической решетки, возрастает [6]. Основными факторами, влияющими на шероховатость поверхности, прошедшей ультразвуковую финишную обработку, являются: режим обработки, геометрия индентора, интенсивность и мощность ультразвукового воздействия. Оптимизацией технологических параметров можно снизить шероховатость поверхности и повысить регулярность микрорельефа в 4–8 раз [11].

При ультразвуковой обработке наиболее важным элементом является ультразвуковая головка, которая обеспечивает требуемое наибольшее статическое усилие на заготовку, и значительное динамическое усилие, создаваемое ультразвуковой колебательной системой. При этом технологическое оборудование должно обеспечивать стабильность процесса, компенсируя износ индентора, который происходит в результате значительных динамических усилий и высокой температуры [9].

Следует отметить, что приведенные в рассмотренных работах экспериментальные данные по показателям качества поверхностного слоя относятся только к небольшому числу материалов. Для обработки высокопрочных труднообрабатываемых сталей, используемых в инструментальном производстве, предлагаемые по технологическим режимам рекомендации можно использовать с большими ограничениями. Поэтому цель настоящей работы — исследование зависимостей параметров шероховатости обработанных поверхностей деталей из инструментальных сталей от режима ультразвуковой финишной обработки и, в частности, инструментальной стали Р6М5 и стали 9ХС, имеющих высокий показатель исходной твердости ($57 \div 60$ HRC).

Экспериментальные исследования проводили в соответствии с разработанной авторами методики, описанной в работах [17–19], на токарно-винторезном станке 16Б16КА в лабораторных условиях с использованием экспериментального ультразвукового технологического комплекса (УЗТК). В состав УЗТК входят: генератор УЗГ-04М1, ультразвуковая головка с магнитострикционным преобразователем, титановым концентратором-волноводом из сплава ПТ-3В и твердосплавным индентором с рабочей частью из сплава ВК6М диаметром 6 мм. Ультразвуковую головку с помощью приспособления крепят на суппорте станка. Ультразвуковой генератор мощностью 0,25 кВт и рабочей частотой 22 кГц имеет ступенчатую систему переключения мощности обработки.

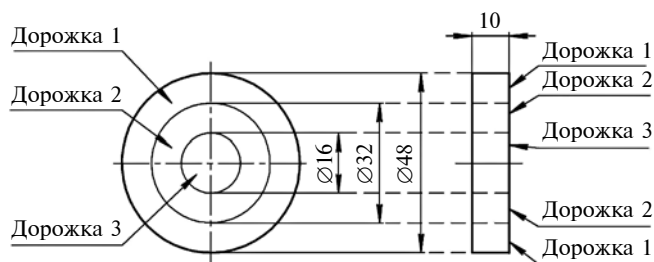


Рис. 1. Обрабатываемый образец

Ультразвуковой финишной обработке подвергали шлифованные торцевые поверхности образцов из сталей Р6М5 и 9ХС диаметром 48 мм и толщиной 10 мм с твердостью поверхностей $57 \div 60$ HRC и параметрами шероховатости $Ra = 0,4 \div 0,7$ мкм. Торцевые поверхности были разделены концентрическими канавками на участки (дорожки) (рис. 1). Во время обработки в качестве СОЖ применяли индустриальное масло И-20А.

Исследовали влияние подачи S , частоты вращения n заготовки, силы P статического нагружения, мощности N генератора на шероховатость обработанной поверхности. Статическую силу создавали с помощью пружины ультразвуковой головки, которую фиксировали электронным индикатором Mitutoyo 543-790В.

В исследованиях использовали планирование экспериментов. Для сокращения числа экспериментов использовали D -оптимальный план Хартли—Коно [20] для числа факторов $p = 4$. План эксперимента, натуральные и кодированные значения факторов приведены в таблице.

Параметр шероховатости поверхности измеряли на трех участках (дорожках) по диаметру образца до и после ультразвуковой обработки. Для исключения влияния случайных факторов при регрессионном анализе использовали среднее значение Ra , рассчитанное по результатам пяти измерений на каждой дорожке. Измерения проводили с помощью автоматизированного мобильного профилометра Mitutoyo SJ-201. После измерения исходной шероховатости поверхности образец повторно устанавливали на станок и выполняли ультразвуковую финишную обработку (УФО) на соответствующих режимах.

Результаты измерений представлены на рис. 2.

До и после УФО на металлографическом микроскопе Альтами Мет 4С (увеличение $\times 912$) с помощью цифровой фотокамеры получали изображение микрорельефа (рис. 3).

При ультразвуковой обработке образцы закрепляли в трехкулачковом самоцентрирующем патроне повышенной точности в предварительно расточенных кулачках с выточками для базирования заготовки по торцу. Для уменьшения торцевого биения образцов торцы шлифовали непосредственно

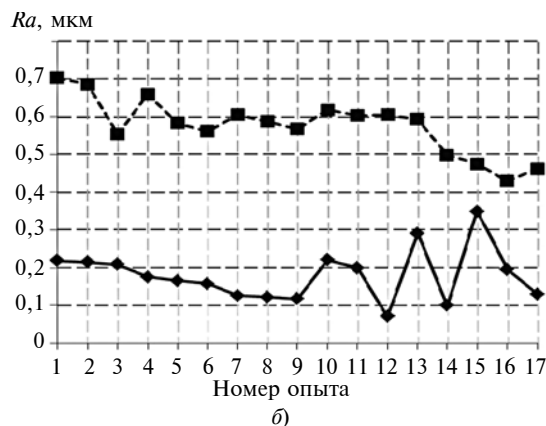
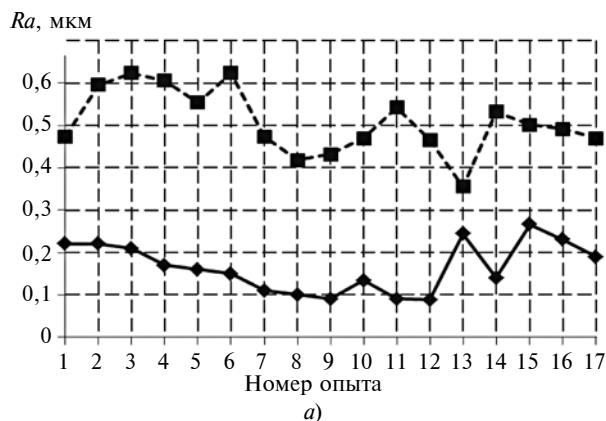


Рис. 2. Зависимости изменения параметра Ra для сталей Р6М5 (а) и 9ХС (б) до (—■—) и после (—◆—) УФО

в расточенных кулачках. Шлифование торцов выполняли с помощью специального приспособления, закрепленного в резцедержателе станка. На радиальных поверхностях образцов и на один кулачок патрона наносили метки, позволявшие при последующей переустановке образца обеспечивать одинаковое его угловое положение при его подготовке и обработке. Торцевое биение образцов после переустановки измеряли электронным индикатором Mitutoyo 543-790В, закрепленным на магнитной стойке, оно составляло не более 0,005 мм.

Для получения зависимостей параметра шероховатости поверхности от технологических параметров проведен регрессионный анализ. Адекватность математических моделей проверяли по критерию Фишера при 5 %-й значимости, а статистическую значимость коэффициентов определяли по критерию Стьюдента. Все статистически незначимые коэффициенты исключали, а значимые анализировали повторно.

В результате статистической обработки данных для стали Р6М5 получены следующие регрессионные модели:

для нормированных параметров:

$$Ra = 0,1654 + 0,062X_1 - 0,037X_2 - 0,058X_3; \quad (1)$$

для натуральных параметров:

$$Ra = 0,32119 + 0,47948S - 0,00021P - 0,05833N; \quad (2)$$

аналогичные зависимости для стали 9ХС:

$$Ra = 0,180 + 0,031X_1 - 0,093X_2 - 0,045X_3; \quad (3)$$

$$Ra = 0,4628 + 0,23846S - 0,00053P - 0,04566N. \quad (4)$$

В зависимостях (1) и (3) X_1 , X_2 и X_3 — нормированные значения: S — подача; P — усилие прижима индентора к заготовке; N — мощность генератора.

Полученные математические модели указывают на сложные зависимости шероховатости по-

План экспериментов и значение параметра Ra для сталей Р6М5 и 9ХС до (числитель) и после (знаменатель) УФО, мкм

Номер опыта	S , мм/об	P , Н	N	n , мин ⁻¹	Уровни факторов				Сталь Р6М5	Сталь 9ХС
					X_1	X_2	X_3	X_4		
1	0,17	225	2	80	0	0	-1	-1	0,474/0,220	0,702/0,218
2				200	0	0	-1	0	0,596/0,220	0,686/0,214
3				315	0	0	-1	1	0,620/0,210	0,554/0,208
4			3	80	0	0	0	-1	0,606/0,170	0,660/0,176
5				200	0	0	0	0	0,554/0,160	0,584/0,166
6				315	0	0	0	1	0,624/0,150	0,562/0,158
7			4	80	0	0	1	-1	0,474/0,110	0,606/0,126
8				200	0	0	1	0	0,418/0,100	0,588/0,122
9				315	0	0	1	1	0,432/0,090	0,568/0,118
10	0,04	50	3	200	-1	-1	0	0	0,470/0,134	0,618/0,220
11		225			-1	0	0	0	0,542/0,090	0,604/0,200
12		400			-1	1	0	0	0,466/0,088	0,606/0,070
13	0,17	50			0	-1	0	0	0,356/0,244	0,594/0,290
14		400			0	1	0	0	0,532/0,140	0,498/0,100
15	0,3	50			1	-1	0	0	0,502/0,266	0,474/0,350
16		225			1	0	0	0	0,492/0,230	0,430/0,196
17		400			1	1	0	0	0,470/0,190	0,462/0,130

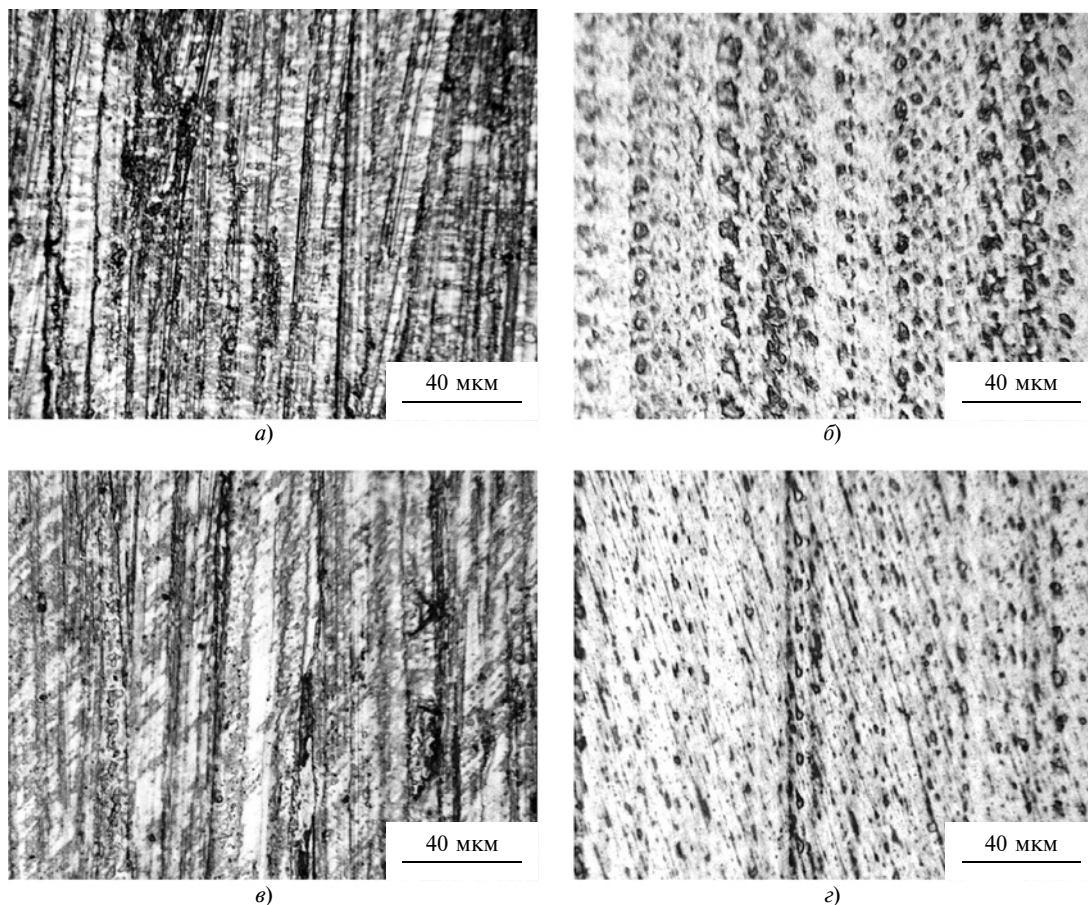


Рис. 3. Микрорельефы до (а, в) и после (б, г) УФО поверхностей образцов из сталей Р6М5 (а, б) и 9ХС (в, г) ($\times 912$)

верхности, прошедшей ультразвуковую обработку, от технологических параметров. Для исследуемых сталей увеличение подачи приводит к увеличению микронеровностей поверхности. При увеличении мощности ультразвука снижается высота микрорельефа. Аналогичное влияние оказывает сила нагружения. Коэффициенты регрессии для частоты вращения заготовки оказались незначимыми для обеих сталей.

В результате корреляционного анализа экспериментальных данных установлена устойчивая связь шероховатости поверхности с подачей, мощностью ультразвукового воздействия и силой статического прижима. Полученные уравнения регрессии имеют коэффициенты детерминации: 0,9459 для стали Р6М5; 0,9016 для стали 9ХС. При этом стандартные ошибки регрессии составили: 0,0158 для стали Р6М5; 0,0254 для стали 9ХС. Полученные результаты согласуются с результатами исследований, приведенными в работах [4, 5, 9, 19], согласно которым шероховатость поверхности увеличивается пропорционально увеличению подачи.

Однако при увеличении мощности ультразвукового воздействия увеличивается площадь и глубина пластической деформации, которая приводит к сглаживанию неодинаковых по форме, размерам и расположению микронеровностей исходной по-

верхности. При этом влияние вибраций, которые могут возникнуть в процессе обработки, значительно слабее, чем при резании, что связано с характером обработки, основанной на пластической деформации. Этим объясняется возможность достижения обработкой давлением минимальной шероховатости поверхности на нежестком оборудовании.

Форма и площадь контакта инструмента и заготовки зависят от силы прижима, мощности ультразвукового воздействия и диаметра индентора, поэтому можно предположить, что влияние этих факторов значительное.

Таким образом, установлены параметры ультразвуковой обработки, снижающие показатель шероховатости обработанной поверхности заготовок из исследуемых материалов твердостью $57 \div 60$ HRC при начальном значении $Ra = 0,70 \div 0,40$ мкм до $Ra = 0,29 \div 0,08$ мкм после обработки.

Экспериментально подтверждено, что увеличение подачи приводит к увеличению шероховатости поверхности, а при повышении мощности ультразвукового воздействия снижается высота микронеровностей.

Полученные аналитические выражения можно использовать для определения рациональных режимов ультразвуковой финишной обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Шнейдер Ю. Г. Технология финишной обработки давлением. Политехника, 1996. 416 с.
2. Шнейдер Ю. Г. Образование регулярных микрорельефов на деталях и их эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом. Л.: Машиностроение, 1982. 248 с.
3. Сулов А. Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. М.: Машиностроение, 2000. 320 с.
4. Папшев Д. Д. Отделочно-упрочняющая обработка поверхностно-пластическим деформированием. М.: Машиностроение, 1978. 152 с.
5. Горохов В. А. Улучшение эксплуатационных свойств деталей и инструментов методами вибронакатывания и вибровыглаживания. М.: Центральное управление НТОмашпром, 1983. 61 с.
6. Алевин В. П. Физика прочности и пластичности поверхностных слоев материалов. М.: Наука, 1983. 280 с.
7. Марков А. И. Ультразвуковая обработка материалов. М.: Машиностроение, 1980. 237 с.
8. Малыгин В. И., Коломеец Н. П., Обловацкая Н. С. Исследование влияния ультразвуковой финишной обработки на параметры поверхностного слоя изделий: Технология судового машиностроения. Северодвинск: ГРЦАС, 2007. Вып. 6. С. 27–31.
9. Коломеец Н. П. Улучшение свойств изделий из конструкционных сталей и сплавов методом силового воздействия ультразвуковым инструментом / Дис. ... канд. техн. наук. Москва. МГТУ "СТАНКИН". 2003. 153 с.
10. Таратынов О. В., Порошин В. В., Харченко В. В. Расчет высоты профиля обработанной поверхности с учетом степени перекрытия отпечатков индентора при ультразвуковой обработке // СТИН. 2012. № 1 (18). С. 44–47.
11. Research of AISI 321 steel microrelief after ultrasonic impact treatment with marker applying // A. A. Fedorov, D. A. Polonyankin, A. I. Biesman, D. V. Postnikov // Conf. IOP. Ser. Journal of Physics: 2018. Vol. 944. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012035.
12. Taratynov O. V., Poroshin V. V., Kharchenko V. V. Calculation of machined surface's profile peaks height with an allowance for indenter imprints overlapping degree under ultrasonic machining // Russian Engineering research S 2012. Vol. 33. N. 1. P. 53–56.
13. Amanov A., Puin Y. S., Vasudevan V. K. High Strength and Wear Resistance of Tantalum by Ultrasonic Nanocrystalline Surface Modification Technique at High Temperatures // Proc. IOP Conf. Ser. Materials Science and Engineering. 2001.
14. Stanzl-Tschesch S. Fatigue crack growth and thresholds at ultrasonic frequencies // Fatigue. 2006. N. 28. P. 1456–1464.
15. Burlachenko O. V., Klochkova D. P. Increase of the Wear Resistance of Metal Details on the Basis of a Simultaneous Application of the High-Test Cover and Ultrasonic Vibrations // Inter. Conf. on Industrial Engineering Procedia Engineering: 2016. Vol. 150. P. 442–447.
16. Effect of Stress relieving treatment on low cycle fatigue behavior of USSP treated 7075 aluminium alloy // V. Pandey, K. Chattopadhyay, V. Singh, N. C. Santhi Srinivas // Conf. IOP. Ser. Materials Science and Engineering. 2017. Vol. 194. DOI: 10.1088/1757-899X/194/1/012037.
17. Malygin V. I., Kremleva L. V. Dependence of surface roughness on technological conditions of ultrasonic smoothing / AER-Advances in engineering Research // AIME. Novosibirsk. 2018.
18. Малыгин В. И., Кремлева Л. В., Обловацкая Н. С. Влияние параметров ультразвуковой финишной обработки на шероховатость обработанных поверхностей деталей судостроительного назначения. // Вестник машиностроения. 2019. № 2. С. 70–73.
19. Malygin V. I., Kremleva L. V., Oblovatskaya N. S. Influence of Ultrasonic Finishing on the Surface Roughness of Ship Components // Russian Engineering Research. Vol. 39. Is. 5. 2019. P. 386–389.
20. Налимов В. В., Голикова Т. И. Логические основания планирования эксперимента. М.: Металлургия, 1976. 128 с.

УДК 621.921

DOI: 10.36652/0042-4633-2020-12-65-68

И. Ю. ОРЛОВ, С. А. КРЮКОВ, д-р техн. наук (Волжский ПИ — филиал Волгоградского ГТУ),
Н. В. БАЙДАКОВА, канд. техн. наук (филиал ФГБОУ ВО "НИУ "МЭИ", г. Волжский), e-mail: sf-visteh@mail.ru

Совершенствование абразивных инструментов повышением их структурно-механических характеристик

На основании аналитического обзора определены актуальные направления совершенствования абразивных инструментов — использование смеси абразивных материалов и введение наполнителя в структуру абразивных кругов для повышения их характеристик.

Ключевые слова: абразивный инструмент, наполнитель, модифицирование, прочность, комплексный подход.

On the basis of an analytical review, the current directions for improving abrasive tools are identified — the use of a mixture of abrasive materials and the introduction of a filler into the structure of abrasive wheels to improve their characteristics.

Keywords: abrasive tool, filler, modification, strength, integrated approach.

В настоящее время для повышения качества и эффективности абразивных инструментов их совершенствование ведется по нескольким направлениям, из которых наиболее распространенными являются разработки методов и способов улучшения структурно-механических свойств и эксплуатационных показателей:

варьирование физико-механических и структурных характеристик зерна, связки и пор черепка инструмента;

создание новых конструкций инструментов для скоростного шлифования из высокопористых и композиционных материалов;

термообработка и импрегнирование химически активными и стабилизирующими составами черепка инструмента;

оптимизация объемно-размерных характеристик черепка инструмента и параметров его рабочей поверхности.

Несмотря на множество теоретико-экспериментальных работ еще мало изучены структурно-технологическое обеспечение регуляции и стабилизации характеристик и показателей абразивных инструментов, новых способов их совершенствования, а также упрочнение инструментов, основанное на анализе внутренних полей напряжений и исследованиях трещинообразования в черепке.

Один из перспективных путей повышения эффективности процесса шлифования — оптимизация зернового состава абразивных материалов. Содержание отдельных фракций зернового состава и их соотношение непосредственно влияют на структурно-механические свойства инструмента и показатели процесса шлифования, определяя съем металла, качество обрабатываемой поверхности, износ и стойкость инструмента. В научной литературе вопросы влияния зернового состава шлифовальных материалов на характеристики и параметры инструментов, несмотря на свою первоочередную значимость, не получили должной оценки. Отсутствуют рекомендации по составлению рациональных абразивных смесей для изготовления инструмента с регламентированными структурно-механическими характеристиками под заданные процессы шлифования.

Рассмотрим предлагаемые и используемые специальные абразивные смеси, массы, зерновые составы и особые технологические приемы, обеспечивающие создание инструментов с заданными структурно-механическими свойствами.

Для повышения эксплуатационных показателей инструмента предлагается абразивная масса, состоящая из смеси зерен карбида кремния зернистостью № 100, № 63 и № 25 при их содержании, масс. %, соответственно 40,8÷43,6, 18,4÷19,6 и 8,8÷9,6 [1]. Круги из такой массы имеют структуру 5 и более рациональную упаковку зерен, что повышает их эксплуатационные показатели при обработке абразивосодержащих изделий. Коэффициент шлифования повышается в 1,4—1,5 раза, а стойкость по числу обработанных изделий увеличивается в 1,2—1,3 раза по сравнению с обычным инструментом.

В работе [2] приведены результаты испытаний экспериментальных абразивных инструментов на полиуретановой связке. В качестве абразивного материала использовали карбид кремния 63С зернистостью № 25 и № 16 с добавлением микропорошков М40 и М28. Испытания опытных кругов показали, что по работоспособности они не уступают импортным кругам.

Разработан шлифовальный круг из смеси абразивных зерен, скрепленных связкой типа эпоксидной смолы [85]. Абразивная смесь состоит из круп-

ных зерен, средних зерен, в 2 раза меньших крупных, и мелких зерен в соотношении 5:4:1. Испытания показали, что круги из такого материала выдерживают повышенное давление в контакте с обрабатываемой заготовкой и, следовательно, могут работать при более тяжелых режимах шлифования.

Для повышения стойкости и кромкостойкости инструмента предложена абразивная смесь, содержащая зерна кубического нитрида бора (КНБ) и зерна плавленного корунда (ПК). Зерна ПК крупной фракции составляли 140÷160 % и мелкой фракции 20÷30 % от зернистости основной фракции — зерен КНБ при соотношении компонентов, масс. %: зерна КНБ — 25÷50; зерна ПК крупной фракции — 32÷56; зерна ПК мелкой фракции — 18÷19. При зернистости КНБ № 40 зернистость ПК крупной фракции корунда будет № 63, а мелкой — № 10 [4].

Отечественные абразивные заводы выпускают шлифовальные круги из абразивных материалов разных номеров зернистости. Анализ рецептур кругов показал, что формовочные смеси для одних и тех же по назначению, твердости и структуре инструментов имеют разные соотношения номеров зернистости абразивов и их объемное содержание. В табл. 1 приведены некоторые рецептуры Челябинского (ЧАЗ) и Волжского (ВАЗ) абразивных заводов, а также соотношения номеров зернистости абразивных материалов и их содержания в формовочных смесях, состоящих из материалов трех зернистостей.

Из приведенных данных видно, что при одинаковой крупной зернистости (Z_K) смеси средняя (Z_C) и мелкая (Z_M) зернистости могут резко отличаться в разных формовочных массах. Это наблюдается и по отношению к объемному или массовому содержанию абразивов в смеси. Следовательно, несмотря на необходимость производства инструментов из таких формовочных смесей, номера зернистости

Таблица 1

Заводская рецептура формовочных смесей и соотношения номера зернистости и содержания

Рецептура	Завод			
	ЧАЗ	ВАЗ		
Номер зернистости (ГОСТ 3647—80)	80/50/16	80/40/8	125/50/8	125/100/10
Содержание, об. %	63/29/8	60/25/15	60/25/15	45/45/10
$K_{Z_1} = Z_K/Z_C$	1,6	2,0	2,5	1,25
$K_{Z_2} = Z_C/Z_M$	3,1	5,0	6,25	10,0
$K_{V_1} = V_C/V_K$	0,46	0,42	0,42	1,0
$K_{V_2} = V_M/V_C$	0,28	0,60	0,60	0,22
Примечание: Z_K и V_K ; Z_C и V_C ; Z_M и V_M — соответственно номер зернистости и объемное содержание крупной, средней и мелкой фракции; K_Z и K_V — их соотношения.				

и содержания зерен в смеси выбираются чаще всего произвольно без достаточного обоснования.

Известно, что в каждом конкретном случае вид и тип абразивного зерна необходимо выбирать по физико-механическим свойствам обрабатываемого материала и режимам шлифования. Большое влияние на процесс оказывают зернистость абразивного материала, форма зерна и его прочность, а также прочность закрепления зерна в связке. В технической и научной литературе имеется достаточно сведений и рекомендаций по подбору абразивных материалов, но отсутствуют рекомендации по оптимальным составам зерен применительно к заданной операции шлифования.

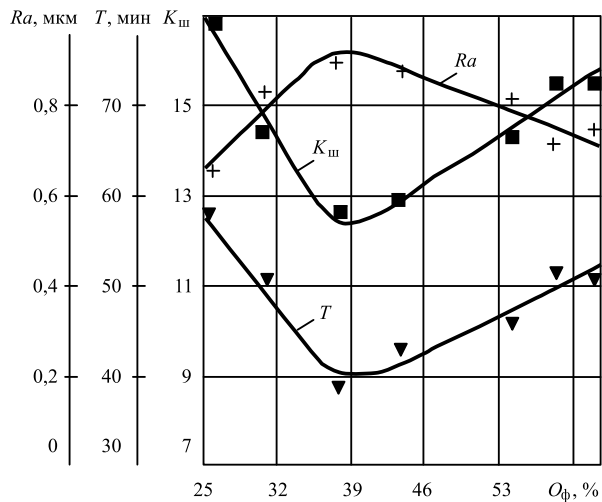
Другое важное направление повышения эффективности процесса шлифования — модификация существующих связок или разработка новых связующих с целью упорядочения структуры абразивных инструментов. В связи с тем что при рельсошлифовании используется абразивный бакелитовый инструмент, рассмотрим выбор методов и технологий приготовления связующего, анализ существующих рецептур и другие вопросы.

Компания "Абразивные заводы Урала" выпускает для рельсошлифования прямоугольные круги с использованием циркониевого электрокорунда на бакелитовой связке зернистостью № 100, 125, 160, 200 (ГОСТ 3647—80) или P20, 16, 12, 10 (ГОСТ 52381—2005), твердостью — ЧТ2(W), ВТ1(T), Т1(R), СТ3(Q) (в скобках твердость по ГОСТ Р 52587—2006) и структуры 3—4.

В настоящее время для готового инструмента, как правило, нет сведений о зерновом составе используемого абразивного материала, что может быть решающим фактором при выборе характеристик инструмента для заданной операции шлифования.

В работе [5] впервые провели комплекс теоретико-экспериментальных исследований влияния разных зерновых составов абразивных материалов на структурно-механические и эксплуатационные характеристики шлифовальных инструментов. Установили причины неоднозначного влияния составов на основные показатели процесса, а также разработали технологические рекомендации по рациональным рецептурам формовочных смесей для совершенствования инструментов. На рисунке приведены зависимости основных показателей процесса — коэффициента $K_{ш}$ шлифования, стойкости T и шероховатости Ra обработанной поверхности от содержания $Q_{ф}$ основной фракции зерен. Видно, что при содержании $Q_{ф} = 39 \pm 0,5$ % наименьшие значения имеют коэффициент $K_{ш}$ и стойкость T , при этом шероховатость Ra обработанной поверхности — максимальная.

Это объясняется тем, что с уменьшением содержания основной фракции с 39 до 25 % в зерновом составе увеличивается мелкая фракция, что влечет за собой повышение числа режущих зерен на 1 мм^2



Зависимости коэффициента $K_{ш}$ шлифования, стойкости T и шероховатости Ra обработанной поверхности от содержания $Q_{ф}$ основной фракции зерна

поверхности круга и уменьшение зерен среднего размера. В связи с этим уменьшаются сила резания при шлифовании и износ инструмента. Кроме того, увеличение зерен мелкой фракции ведет к упрочнению черепка круга в результате их более плотной упаковки. С другой стороны, при увеличении содержания основной фракции с 39 до 60 % и более наблюдается увеличение показателей процесса шлифования в результате повышения однородности состава по размерам зерен, что способствует их равномерному распределению по рабочей поверхности инструмента, уменьшению разновидности и увеличению числа режущих зерен, т. е. повышению производительности и качества процесса, но без упрочнения инструмента.

Использование абразивных масс и смесей определенного назначения и в оптимальном количестве позволяет упрочнять черепки абразивных инструментов при изготовлении, а также стабилизировать их характеристики и показатели шлифования. Практика показывает, что использование абразивных масс и смесей дает ощутимый технико-экономический эффект за счет расширения функциональных возможностей инструментов, что особенно важно и актуально для современных условий при ограниченных финансовых ресурсах абразивных заводов и машиностроительных предприятий.

Другой эффективный способ совершенствования абразивного инструмента — использование оптимального количества определенных наполнителей в формовочных смесях для изготовления инструментов. Это позволяет управлять процессами структурообразования и создавать высокофункциональные абразивные инструменты. Основные виды наполнителей приведены в табл. 2.

Назначение наполнителей весьма многообразно. Их используют, например, для армирования и упрочнения черепка абразивного инструмента,

Основные наполнители, используемые для совершенствования абразивных инструментов [6]

Инструмент, связка	Состав наполнителя (содержание, %)	Преимущества наполнителя
Электрокорундовые и карбид-кремниевые абразивные инструменты на органических связках	Галогеносодержащие вещества, углекислый кальций, азотнокислый натрий (5÷15) Порошок кристаллического кремния (1,0÷10), волокна карбида кремния (15÷25), порошок алюминия или силикат натрия (15÷25) Тальк (7÷13), доломит, гранит, мрамор, бокситы, канифоль (0,5÷2,0)	Повышение прочности, производительности и стойкости инструмента. Уменьшение тепловыделения
	Сернокислый аммоний (0,1÷3,1), асбест (2,0÷3,0) Оксид цинка с цинком, сажа Оксид железа (II) (0,3÷0,6), Mn_3O_4 (20÷50), Fe_2O_3 (5÷20) Сульфиды металлов: FeS (0,5÷10), CoS (8,5÷9,4), AlS (6÷12)	Повышение производительности и стойкости инструмента. Уменьшение износа и температуры шлифования
	Сера (3,2÷3,3), криолит (3,2÷3,3), олеиновая кислота Графит (до 40)	Нет
	Пирит, криолит, фторсилоксановое масло (2,0÷0) Жидкая эпоксидная смола (0,1÷0,5)	Нет

стабилизации процесса шлифования, расширения функциональных возможностей инструментов, улучшения их структурно-механических характеристик и эксплуатационных показателей. Поэтому необходимо обеспечить требуемую дисперсность наполнителя и его рациональный зерновой состав, наполнитель должен соответствовать определенной адгезионной или физико-химической активности и иметь оптимальное объемное содержание в формовочных смесях для изготовления абразивных инструментов.

На процесс шлифования наполнители оказывают как непосредственное влияние, контактируя с обрабатываемой поверхностью, так и косвенное — изменением физико-механических свойств круга. Например, В. И. Островский считал, что введение наполнителей уменьшает силу резания, температуру в зоне шлифования и полезную мощность. Наибольшее снижение (20÷30 %) указанных параметров обеспечивают круги с пиритом и алюминием.

В условиях эксплуатации при шлифовании с высокими скоростями абразивный инструмент обнаруживает недостаточно высокую теплопроводность, что повышает тепловую напряженность процесса. Это особенно нежелательно при торцевом шлифовании, когда площадь контакта круга и обрабатываемой детали наибольшая. По литературным данным для повышения теплостойкости абразивного инструмента на органической связке используют разные наполнители: пирит, частицы серебра, соли сернокислого аммония, фторборат калия (см. табл. 2). Известно, что термические напряжения, возникающие при работе круга, обусловлены его низкой теплопроводностью, что способствует образованию прижогов на обрабатываемой поверхности.

Один из способов устранения прижогов — использование наполнителей с высокой теплопроводностью, вводимых в формовочные смеси. Изучили влияние разных наполнителей, обладающих антифрикционными свойствами и образующих на

поверхностях трения устойчивую пленку переноса. Они образуют твердые ламеллярные смазки, относящиеся к важной категории твердых жаропрочных смазок, выдерживающих относительно высокие давления и применяемых также в обычных, не напряженных режимах граничного трения, имеющие микроскопическое (чешуйчатое) строение. Такими наполнителями являются графит и оксид железа благодаря своей структуре и способности к адсорбции в виде элементарных пластинок на поверхности металлов.

Выполненный аналитический обзор путей совершенствования абразивных инструментов позволил авторам определить актуальное направление повышения характеристик абразивных кругов — введение наполнителя в их структуру.

В качестве такого наполнителя авторы предлагают использовать молотые обожженные шламы абразивного шлифования, содержащие окислы FeO и Fe_2O_3 , которые при шлифовании переходят в Fe_3O_4 . В процессе бакелизации круга окислы в силу своей теплопроводности помогают сформировать более однородную изотропную среду, что улучшает физико-механические свойства инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. А. с. 1526968 СССР: МКИ³ В 24 ДЗ/14. Масса для изготовления абразивного инструмента.
2. Костенко Н. А. Шлифование жаропрочных сплавов специальными двухабразивными кругами // ПНТПО № 6-66-1055//134. М.: ГОСНИТИ, 1966. С. 32—34.
3. Пат. 52-47198 Япония: 2Б387П. Шлифовальный круг Массуда Цунэо.
4. А. с. 1463459 СССР: МКИ³ В 24 ДЗ/14. Абразивный материал.
5. Крюков С. А., Шумячер В. М. Стабилизация и регуляция структурно-механических характеристик абразивных инструментов: Монография. Волгоград: Волжский ин-т строит. и технолог. (филиал) ВолгГАСУ, 2013. 207 с.
6. Крюков С. А., Байдакова Н. В., Мироседи А. И. Использование наполнителей и смесей из абразивов разных зернистостей и формы для совершенствования шлифовальных инструментов: Монография / Под общ. ред. В. М. Шумячера. М.: РУСАЙНС, 2017. 160 с.

В. И. ПЛАТОНОВ, канд. техн. наук, В. Н. ЧУДИН, д-р техн. наук, П. В. РОМАНОВ (ТулГУ, г. Тула),
e-mail: mpf-tula@rambler.ru, vladimir-chudin@yandex.ru

Сварка давлением оболочек при ползуче-пластическом сжатии¹

Предложена расчетная схема для сварки давлением обечаек. Получены аналитические выражения для материала в состояниях пластичности, ползучести и ползуче-пластичности при сварке давлением.

Ключевые слова: сварка давлением, пластичность, ползучесть, время, релаксация.

A calculation scheme for pressure welding of shells is proposed. Analytical expressions are obtained for the material in the states of plasticity, creep and creep-plasticity during pressure welding.

Keywords: pressure welding, plasticity, creep, time, relaxation.

В конструкции летательных аппаратов часто используют составные неразъемные оболочки, например, корпуса обтекателей, различные емкости, которые могут состоять из цилиндрических, сферических или торовых оболочек, соединенных аргоно-дуговой электросваркой. Сварка плавлением понижает прочность материала и не всегда обеспечивает требуемую герметичность соединения. Поэтому перспективным направлением может стать сварка давлением [1, 2] в твердой фазе. Качество изделия, получаемого сваркой давлением, зависит от температурно-скоростных параметров сварки, это обусловлено вязкими свойствами (ползучестью) нагретого материала при его деформировании.

Для расчета параметров режима сварки давлением (деформации, давления, времени) необходимы аналитические зависимости, полученные с учетом механики пластичности и ползучести обрабатываемого материала.

Сварка давлением включает в себя: сборку деталей, осадку, выдержку под давлением, разгрузку.

Расчетная схема соединения двух оболочек показана на рис. 1.

Рассмотрим процесс поэтапно.

Кратковременная осадка

Локальная осадка сборки осуществляется гидропрессом.

Для расчета деформационных и силовых параметров осадки будем использовать уравнение энергетического равновесия [3]:

$$A_1 = A_2 = q\Delta_1 \int dS = \int \sigma_i \varepsilon_i dW, \quad (1)$$

где A_1 и A_2 — работы соответственно внешних и внутренних сил; q — давление осадки; σ_i , ε_i — ин-

тенсивности напряжений и деформаций; Δ_1 — рабочий ход гидропресса (осадка); S — площадь приложения давления; W — объем деформируемой зоны.

Работа внешних сил в соответствии с рис. 1 составит:

$$A_1 = \pi q \Delta_1 (r_3^2 - r_1^2), \quad (2)$$

где r_1 — внутренний радиус заготовки; r_3 — внешний радиус заготовки после осадки.

Рассчитаем работу внутренних сил. Так как осадка кратковременная, то деформируемый материал находится в жестко-пластическом с упрочнением состоянии, интенсивность напряжений составит [4]:

$$\sigma_i = k_1 \varepsilon_i^m, \quad (3)$$

где k_1 , m — константы упрочнения материала.

Деформацию считаем плоской и равномерной по всему объему осадки, ее выражение:

$$-\varepsilon_h = \ln \frac{h_0}{h_1} = \varepsilon_r = \ln \left(\frac{r_3 - r_1}{r_2 - r_1} \right) - \text{const},$$

где ε_r , ε_h — составляющие деформации; r_1 , r_2 , h_0 — исходные размеры деформируемой зоны; h_1 — высота заготовки после осадки;

$$r_3 = r_1 + \frac{h_0}{h_0 - \Delta_1} (r_2 - r_1).$$

Интенсивность деформаций:

$$\varepsilon_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \ln \left(\frac{r_3 - r_1}{r_2 - r_1} \right). \quad (4)$$

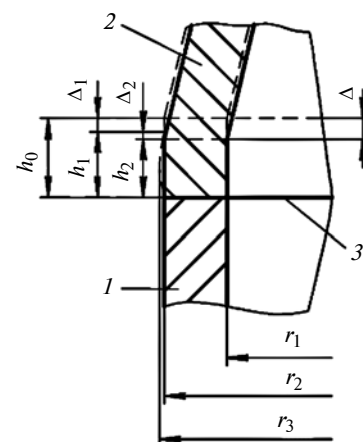


Рис. 1. Расчетная схема сварки давлением: 1, 2 — обечайки; 3 — линия сварки

¹ Работа выполнена в рамках гранта НШ-2601.2020.8.

Из уравнения (3) с учетом выражения (4) получим:

$$\sigma_i = k_1 \left(\frac{2}{\sqrt{3}} \ln \frac{r_3 - r_1}{r_2 - r_1} \right)^m. \quad (5)$$

Работу внутренних сил представим, используя выражения (4) и (5), как

$$\begin{aligned} A_2 &= 2\pi k_1 \left(\frac{2}{\sqrt{3}} \right)^{1+m} h_1 \int_0^h \ln \left(\frac{r_3 - r_1}{r_2 - r_1} \right)^{1+m} \frac{r_3}{r_1} r dr = \\ &= \pi k_1 h_1 (r_3^2 - r_1^2) \left(\frac{2}{\sqrt{3}} \ln \frac{r_3 - r_1}{r_2 - r_1} \right)^{1+m}. \end{aligned} \quad (6)$$

Давление осадки в соответствии с уравнением (1) определим, подставив выражения (2) и (6):

$$q = k_1 \frac{h_1}{\Delta_1} \left(\frac{2}{\sqrt{3}} \ln \frac{r_3 - r_1}{r_2 - r_1} \right)^{1+m}.$$

Таким образом, давление зависит от деформации и степени упрочнения.

Выдержка под давлением

Следующий этап технологического процесса — выдержка заготовок под давлением. Причем при увеличении продолжительности выдержки давление осадки можно уменьшить. На данном этапе интенсивность напряжений постоянная и определяется выражением (5), развиваются деформации ползучести. Материал находится в ползуче-пластическом состоянии, поэтому справедливо выражение [5]

$$\xi_i = \frac{d\varepsilon_i}{dt} = \frac{d\varepsilon_{i\text{пл}}}{dt} + \xi_{i\text{пол}}, \quad (7)$$

где ε_i , ξ_i — интенсивности накопленных конечных деформаций и их скоростей; $\varepsilon_{i\text{пл}}$ — интенсивность пластических деформаций (4); $\xi_{i\text{пол}}$ — интенсивность скоростей деформаций ползучести; t — время.

Так как на данном этапе $\sigma_i = \text{const}$, $\varepsilon_{i\text{пл}} = \text{const}$, $d\varepsilon_{i\text{пл}}/dt = 0$, то из уравнения (7) получим уравнение ползучести:

$$\xi_i = \xi_{i\text{пол}} = \frac{d\varepsilon_{i\text{пол}}}{dt} = k_2 \sigma_i^n, \quad (8)$$

где $\varepsilon_{i\text{пол}}$ — интенсивность деформаций ползучести:

$$\varepsilon_{i\text{пол}} = \frac{2}{\sqrt{3}} \ln \frac{h_1}{h_2} = \frac{2}{\sqrt{3}} \left(\frac{h_0 - \Delta_1}{h_2} - 1 \right); \quad (9)$$

h_2 — конечная высота зоны деформации после выдержки; k_2 , n — константы материала.

Ползучесть материала происходит при ходе Δ_2 и накладывается на пластическую деформацию в зоне осадки. Продолжительность этапа ползучести

можно определить из уравнения (8), подставив выражение (9):

$$t_{\text{пол}} = \frac{2}{\sqrt{3} k_2 \sigma_i^n} \left(\frac{h_0 - \Delta_1}{h_2} - 1 \right).$$

Разгрузка

После выдержки в течение времени $t_{\text{пол}}$ заготовки разгружают. При этом $\varepsilon_i = \text{const}$, $\xi_i = d\varepsilon_i/dt = 0$, следовательно, уравнение (7) будет иметь вид:

$$\frac{d\varepsilon_{i\text{пл}}}{dt} + \xi_{i\text{пол}} = 0. \quad (10)$$

Происходит релаксация напряжений. В уравнение (10) подставим производную по времени из уравнения (3) и уравнение (8):

$$\frac{1}{m} \left(\frac{1}{k_1} \right)^{\frac{1}{m}} \sigma_i^{\frac{1}{m}-1} \frac{d\sigma_i}{dt} + k_2 \sigma_i^n = 0. \quad (11)$$

В выражении (11) разделим переменные и проинтегрируем в пределах $\sigma_i - 0$ и $0 - t$, получим время релаксации напряжений:

$$t_{\text{рел}} = \left(\frac{1}{k_1} \right)^{\frac{1}{m}} \frac{\sigma_i^{\frac{1}{m}-n}}{(1-mn)k_2}.$$

Таким образом процесс заканчивается при $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$; $t = t_{\text{пол}} + t_{\text{рел}} + t_{\text{ох}}$ и полностью снятом напряжении.

Готовое изделие охлаждают в закрытом штампе. После охлаждения до нужной температуры штамп раскрывают и извлекают изделие.

Расчетные данные

Расчеты и апробацию технологии сварки давлением выполняли на обечайках из алюминиевого сплава АМг6 при температуре 500 °С и на полусферах из титанового сплава ВТ14 при температуре 900 °С. Размеры заготовок: $r_1 = 147$ мм; $r_2 = 150$ мм. Параметры зоны деформаций: $h_0 = 12$ мм; $h_1 = 10$ мм; $h_2 = 9$ мм. Рабочие ходы: при осадке $\Delta_1 = 2$ мм; при ползучести $\Delta_2 = 1$ мм. Значения констант приняты по данным работ [1, 6].

Последовательность технологического процесса: подготовка заготовок: очистка, травление и пр.; напыление слоя меди ($\leq 0,5$ мкм) на поверхности сварки сплавов из алюминия;

сборка деталей;

вакуумирование и нагревание сборки в оснастке;

локальная осадка;

выдержка под давлением;

разгрузка в закрытой оснастке;

охлаждение и сьем изделия;

контроль качества сварки.

Режимы операций приведены в таблице.

Сваркой давлением соединяли оболочки из титановых сплавов ВТ6С и ВТ23, а также из термоупрочняемого алюминиевого сплава 1911 (Al—Zn—Mg) [1]. Для металлографического анализа соединений использовали микроскоп Неофот-32. Зоны сварки обечаек, титановых сплавов и сплава алюминия 1911 имели общие зерна по всей поверхности соединений. Сварка обечаек из сплава АМг6 оказалась менее стабильной, так как общие зерна образовывались не по всей поверхности контакта (рис. 2).

Механические испытания проводили на стандартной разрывной машине. Предел прочности соединений для сплава АМг6 составил $2,2 \cdot 10^2$ МПа, для сплава 1911 — $3 \cdot 10^2$ МПа, для титановых сплавов ВТ14 и ВТ23 — $(1 \div 1,2) \cdot 10^3$ МПа.

Герметичность сварного шва проверяли гелиевым течеискателем. Прочность и герметичность сварного изделия соответствовало эксплуатационным требованиям.

Установлено, что применение алюминиевого сплава 1911 перспективно для корпусных изделий, так как он не содержит дорогостоящих химических элементов, термически упрочняется (закалка и старение) и структурно устойчив при продолжительном термическом воздействии. Прочность соединения после термообработки достигает $(3,7 \div 4) \cdot 10^2$ МПа.

Для технологических работ использовали гидропресс ДА2234, оснащенный системами нагревания и вакуумирования оснастки.

Образцы корпусных изделий, полученных торцевой сваркой обечаек, представлены на рис. 3.

Отметим, что температура сварки $(0,5 \div 0,7) T_{пл}$ и нагружение давлением способствуют взаимной диффузии атомов материалов соединяемых элементов. Давление обеспечивает деформации в контактной зоне, разрушение поверхностных окислов, перемещение зерен материала [7, 8]. Для обеспечения требуемых физико-механических процессов необходимо оптимальное время сварки.

Одним из вариантов данной технологии является сварка трением [8], при которой обечайки вращают относительно друг друга. Трение способствует удалению окислов на торцевых поверхностях соединяемых элементов и их нагреванию, а осевое нагружение вызывает контактные деформации. Сварка трением требует обеспечения соосности заготовок и равномерного контакта их торцевых поверхностей при вращении, что ограничивает применение данной технологии.

Режимы сварки

Материалы	q , МПа	$q_{пол}$, МПа	$t_{пол}$, мин	ε_i
АМг6, 1911	25÷30	15÷18	45	0,35
ВТ14, ВТ23	20÷25	12÷15	30	0,35

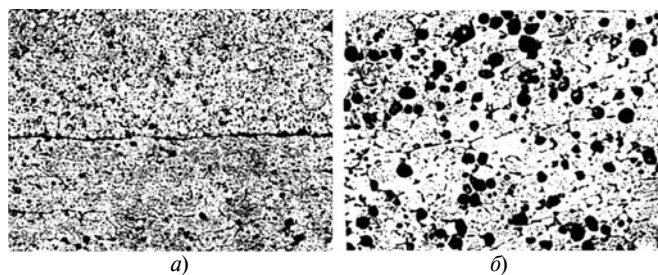


Рис. 2. Металлография сплавов АМг6 (а) и ВТ14 (б)

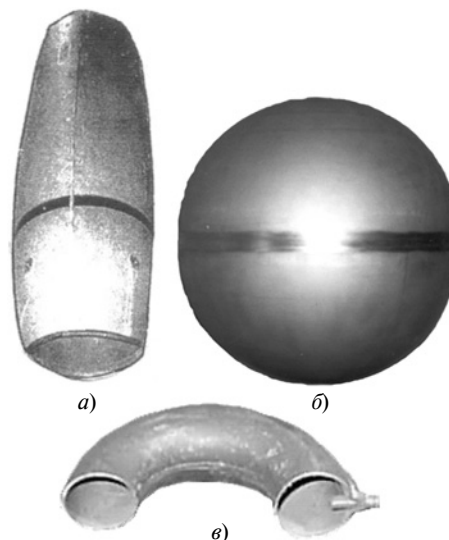


Рис. 3. Изделия, полученные сваркой давлением:

а — головной корпус из сплава АМг6; б и в — баллоны из сплава ВТ14

Таким образом, показано, что для изготовления ответственных деталей можно применять торцевую сварку давлением с оптимизацией параметров режима.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Изотермическое** деформирование высокопрочных материалов / С. П. Яковлев, В. Н. Чудин и др. М.: Машиностроение. 2003. 427 с.
2. **Чудин В. Н.** Соединение элементов корпусных конструкций давлением // Вестник машиностроения. 2014. № 1. С. 78—80.
3. **Теория** обработки металлов давлением / В. А. Голенков, С. П. Яковлев, С. А. Головин и др. / Под ред. В. А. Голенкова, С. П. Яковлева. М.: Машиностроение, 2009. 442 с.
4. **Трегубов В. И., Яковлев С. П., Яковлев С. С.** Основы теории пластичности и ползучести: Учеб. пособие. Тула: ТулГУ, 2002. 152 с.
5. **Работнов Ю. Н.** Механика деформируемого твердого тела. М.: Наука, 1979. 744 с.
6. **Третьяков А. В., Зюзин В. И.** Механические свойства металлов и сплавов при обработке давлением. М.: Металлургия, 1973. 224 с.
7. **Каракозов Э. С.** Сварка металлов давлением. М.: Машиностроение, 1986. 280 с.
8. **Федосов С. А., Оськин И. Э.** Основы технологии сварки. М.: Машиностроение, 2013. 125 с.

А. М. АДАСКИН, канд. техн. наук (МГТУ СТАНКИН, Москва),
e-mail: tolia.home@list.ru

Особенности индукционного нагрева при закалке инструментов из быстрорежущей стали

Рассмотрены принципиальные отличия кинетики превращений быстрорежущих сталей при нагреве индукционным током высокой частоты (ТВЧ) и в соляных ваннах. При ТВЧ высокая температура на границах раздела "карбид — матрица" способствует более полному растворению карбидов в аустените, что повышает качество инструмента.

Ключевые слова: ток высокой частоты, соляная ванна, закалка, быстрорежущая сталь, межфазная граница.

The fundamental differences in the kinetics of transformations of high-speed steels during heating by high-frequency induction currents (HFC) and in salt baths are considered. At HFC, the high temperature at the "carbide — matrix" boundaries promotes more complete dissolution of carbides in austenite, which improves the quality of the tool.

Keywords: high frequency current, salt bath, hardening, high speed steel, interphase boundary.

Нагрев быстрорежущих сталей под закалку выполняется в соляных ваннах [1] — наиболее распространенная технология, или в вакуумных печах. Закалка в соляных ваннах требует последующей химической очистки заготовок. Технология экологически грязная и при нагреве возможно обезуглероживание поверхности инструмента. Закалка в вакуумных печах лишена указанных недостатков, однако при высокой температуре возможно испарение легирующих элементов и "сваривание" изделий, контактирующих в садке. Кроме того, внедрение вакуумной технологии требует больших первоначальных затрат [1].

Индукционный нагрев (ТВЧ) широко используют в промышленности при закалке деталей из конструкционных сталей, инструментов из углеродистых и легированных инструментальных сталей [2, 3], для быстрорежущих сталей его практически не применяют. Попытки реализовать закалку ТВЧ быстрорежущих сталей [3] не дали положительных ре-

зультатов. При закалке ТВЧ сталей Р9 и Р18 возникал неисправимый брак — оплавление по границам зерен или даже поверхности заготовок. В работе [2] это объясняется высокой скоростью индукционного нагрева $100 \div 1000$ °С/с, которая выше, чем в соляных ваннах или печах соответственно на ~ 10 и ~ 1 °С/с. При высоких скоростях нагрева повышается температура растворения карбидов в аустените, что требует выполнения закалки от более высоких температур и вызывает оплавление, так как температуры закалки и оплавления быстрорежущих сталей близки [2]. Работы [2, 3] выполнены в 60—80 гг. XX столетия; данные по скорости нагрева относятся к высокочастотным ламповым генераторам.

К настоящему времени принципиально изменилось оборудование для индукционного нагрева, появились новые типы генераторов, программируемый нагрев и т. д. Однако работ по закалке инструмента из быстрорежущих сталей с использованием индукционного нагрева нет.

Цель настоящей работы — оценка принципиальной возможности закалки заготовок инструмента из быстрорежущей стали индукционным нагревом и, при положительном решении, разработка рекомендаций по выбору режимов нагрева под закалку.

Для термической обработки использовали образцы из стали Р6М5 диаметром 11 мм и длиной 140 мм. Выполнили их металлографический анализ, определили механические свойства и изготовили сверла диаметром 10 мм.

Традиционную закалку выполнили с нагревом в соляной ванне BaCl_2 , раскисленной 2 % MgF_2 , охлаждение в масле.

Закалку индукционным нагревом провели в экспериментальной установке. Источник питания — машинный генератор мощностью 100 кВт, частота 8 кГц (рекомендована в работе [4] для сквозного прогрева); режим (температура — время) программировали регулятором Р133. Датчик температуры — термopара ТПП13 (ГОСТ 6616—94). Скорость нагрева регулировали изменением удельной мощности в пределах $0,9 \div 3,2$ кВт/см². Для защиты от образования окалины и обезуглероживания заготовки нагревали в камере с подачей азота при давлении меньше 0,1 МПа. Охлаждение — азот, давление $\sim 0,15$ МПа. Трехкратный отпуск всех образцов выполняли при 560 °С с изотермической выдержкой 1 ч в селитре.

Для металлографического анализа подготовили пробы образцов на оборудовании фирмы Struers (Дания). Структуру сплава изучали на лазерном конфокальном сканирующем микроскопе OLYMPUS LEXT 3100 (Япония). Количественно — методом секущей (не менее 5 секущих [5]), определяли величину зерна, количество карбидов — суммарное и отдельно VC, последние выявляли методом электротравления в

10 %-м растворе хромовой кислоты [6].

Рентгенофазовый анализ выполняли на дифрактометре "Дрон-3" с использованием $Co_{K\alpha}$ -излучения. Съемку вели в условиях симметричной фокусировки по Брэггу — Брентано с применением β -фильтра.

Механические свойства: твердость (HRC) и красностойкость (Кр. $620\text{ }^{\circ}C$) — твердость термически обработанных образцов после выдержки в течение 4 ч при $620\text{ }^{\circ}C$ определяли методом Роквелла.

Для стойкостных испытаний выполнили сверление пятью сверлами для каждого режима термической обработки. Сверла изготовляли методом вышлифования (Вильнюсский завод сверл) заготовок, полученных закалкой в соляной ванне и ТВЧ. Испытания проводили на станке 2A125 при частоте вращения $n = 1150\text{ мин}^{-1}$ ($V = 36,1\text{ м/мин}$), подаче $S = 0,36\text{ м/мин}$ и глубине сверления $t = 30\text{ мм}$ (глухие отверстия); обрабатываемый материал — сталь 45 твердостью 197 HB . Критерий стойкости — износ (скрип — свидетельство окончательного износа).

Для стали Р6М5 характерна нестабильность плавочных свойств: при нагреве в соляной ванне оптимальная температура закалки (на зерно аустенита 10-го балла) для разных плавок стали различна и узкий интервал закалочных температур [7]. Для оценки стабильности свойств стали Р6М5 закалку сверл ТВЧ выполняли от разных температур. Закалку сверл с нагревом в соляной ванне выполняли от оптимальной температуры (10-й балл зерна аустенита).

При выборе режима закалки важным параметром является скорость индукционного нагрева, существенно влияющая на структуру закаленной стали [2]. При нагреве быстрорежущих сталей необходимо, прежде всего, предотвратить локальное оплавление

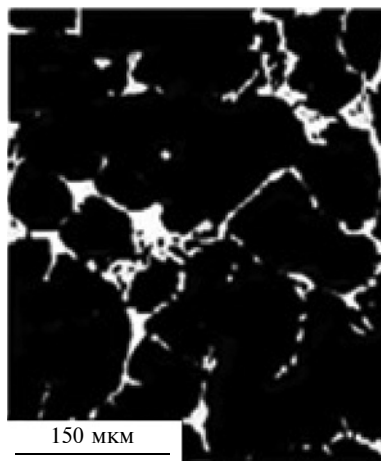


Рис. 1. Оплавление по границам зерен при быстром индукционном нагреве (белая структурная составляющая — эвтектика)

ление — появление эвтектической структуры по границам зерен (рис. 1) в зависимости от температуры и скорости нагрева (табл. 1). Нагрев даже с относительно невысокими скоростями $30\div 40\text{ }^{\circ}C/c$ до температур закалки ($1200\div 1220\text{ }^{\circ}C$ для стали Р6М5) вызывает оплавление, тогда как нагрев до $1100\text{ }^{\circ}C$ — температуры горячей пластической деформации стали Р6М5 [2, 7], даже с высокой скоростью ($> 100\text{ }^{\circ}C/c$) не приводит к оплавлению. Возможности быстрого нагрева до этой температуры без оплавления

подтверждает технология производства сверл продольно-винтовым прокатом. В зависимости от диаметра заготовки цикл "нагрев ($1050\div 1100\text{ }^{\circ}C$) — прокатка" выполняется за $6\div 10\text{ с}$.

На основании полученных результатов приняли следующий режим закалки: двухступенчатый нагрев до $1050\div 1100\text{ }^{\circ}C$ со скоростью $\sim 100\text{ }^{\circ}C/c$, затем до температуры закалки со скоростью $\sim 5\text{ }^{\circ}C/c$; изотермическая выдержка $10\div 15\text{ с}$; охлаждение азотом.

Стали после закалки и ТВЧ и в соляной ванне имеют качественно одинаковый фазовый состав: карбиды на основе W и Mo (Me_6C , цифра 6 показывает число атомов металла) и ванадия — VC, мартенсит и остаточный аустенит. Однако их структуры не идентичны (табл. 2).

Нагрев ТВЧ способствует более интенсивному растворению карбидов в аустените, повышая таким образом легирование твердого раствора, что подтверждают большее количество остаточного аустенита (см. табл. 2), меньшее количество нерастворенной карбидной фазы ($\sim 12\%$) и, что важно, меньшее количество труднорастворимого карбида ванадия (рис. 2). Кроме того, при нагреве

Таблица 1
Влияние температуры и скорости нагрева ТВЧ на оплавление стали Р6М5

Температура нагрева, $^{\circ}C$	Время нагрева, с	Скорость нагрева, $^{\circ}C/c$	Оплавление (эвтектики)
1220	30	40,6	Есть
	50	24,4	
	100	12,2	Нет
	120	10,1	
250	4,9		
1200	30	40	Есть
	50	24	
	120	10	Нет
	250	4,8	
1180	30	39,3	Есть
	50	23,6	
	100	11,8	Нет
	250	4,7	
1100	10	115	Нет
	20	57,5	
	30	38,3	

ТВЧ характерно получение более мелкого зерна аустенита закаленной стали (~10 %) при одинаковом балле по стандартной шкале. Поэтому твердость и красностойкость стали после закалки ТВЧ выше, при всех исследованных температурах чем при закалке в соляной ванне. Это особенно заметно при пониженных закалочных температурах (сравнение твердости и красностойкости при закалке от 1180 °С, табл. 3). Кроме того, достижение высоких свойств возможно в широком диапазоне закалочных температур — 1160÷1220 °С (см. табл. 3), при котором нивелируется влияние нестабильности плавоочных свойств стали Р6М5 и обеспечивается надежное регулирование индукционного закалочного нагрева.

Различие структур и свойств сталей, закаленных ТВЧ и в соляной ванне, объясняется разной кинетикой превращений при нагреве, связанной с принципиально иным распределением температуры по сечению. При нагреве в ванне заготовка прогревается в результате теплопередачи, темпе-

ратура по объему заготовки повышается постепенно и равномерно от поверхности к сердцевине. При нагреве ТВЧ индукционный ток распространяется по всему сечению сразу, но по объему заготовки распределяется неравномерно. При наличии в структуре разных фаз зерен плотность тока на их границах изменяется скачкообразно и тем больше, чем больше разность удельного электрического сопротивления (ρ) этих фаз, что доказано прямыми экспериментами талантливого исследователя Н. В. Гевелинга [8]. В работе [8] показано, что при наличии в структуре частиц иного химического состава, чем матрица, с более высоким удельным электрическим сопротивлением (ρ), плотность тока и соответственно температура на границе раздела значительно выше, чем средняя в металле (рис. 3, взят из работы [8]).

Удельное электрическое сопротивление карбидов на один-два порядка выше, чем у чистых металлов и сталей, в том числе быстрорежущих (табл. 4). Поэтому при нагреве ТВЧ быстрорежу-

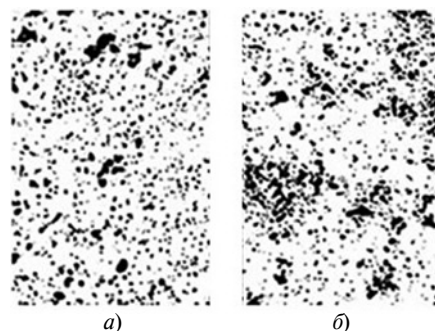


Рис. 2. Структура закаленной стали при нагреве ТВЧ (а) и в соляной ванне (б)

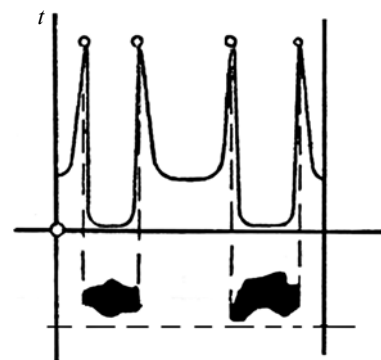


Рис. 3. Схема распределения температуры t по сечению металла при наличии частиц (черные включения) с более высоким, чем у матрицы, удельным электрическим сопротивлением ρ [8]

Таблица 2

Влияние технологии закалки на структуру стали Р6М5

Закалка	Зерно аустенита			Количество карбидов, об. %		Количество аустенита, %
	D , мкм	F , мкм ²	Балл	Me ₆ C + VC	VC	
Соляная ванна	7,8	47,8	11	14,5	1,7	21
ТВЧ	7,3	41,8	11	12,7	0,6	26

Примечания. 1. Закалка с 1200 °С. 2. D и F — диаметр и площадь зерна. 3. Площадь зерна 37,5÷62,5 мкм² соответствует баллу 11.

Таблица 3

Влияние закалки на твердость и красностойкость стали Р6М5 после отпуска и величину зерна после закалки

Закалка	Температура, °С	Твердость, HRC	Кр. 620 °С, HRC	Зерно, балл
Соляная ванна	1220	63÷65	59÷60	10
	1200	62÷64	58÷59	11
	1180	61÷62	56÷57	11—12
ТВЧ	1220	65÷66	61÷62	10
	1200	65÷66	60÷61	11
	1180	64÷64,5	59÷60	11—12
	1160	63÷64	58÷59	12

щих сталей, в отличие от нагрева в соляных ваннах, температура на границе раздела фаз "карбид — матрица" значительно выше, чем средняя по объему (см. рис. 3), фиксируемая термодарой.

Особенности превращений при нагреве ТВЧ быстрорежущих сталей определяются наличием в структуре карбидов разного типа. В структуре отожженной стали Р6М5 присутствуют карбиды на основе: W и Mo ~ 17 %, Cr ~ 9 %, V ~ 2 % [2]. При прохождении тока в первую очередь растворяются карбиды на основе хрома. Это связано с большим удельным электрическим сопротивлением (см. табл. 4), а также с низкой температурой (~1150 °С) их растворения в аустените [2]. Следующий этап — растворение карбидов на основе W, Mo и V. Их удельное электрическое со-

противление отличается незначительно.

Более высокая температура на границе "карбид — твердый раствор" по сравнению с температурой собственно твердого раствора (градиент температур, см. рис. 3) обеспечивает более полное, чем при нагреве в соляной ванне, растворение карбидов в аустените (см. табл. 2), т. е. достигаются более высокие значения твердости и красностойкости. При этом интенсивного роста зерна не происходит, так как до высоких температур нагреваются лишь локальные участки структуры. Градиент температур по объему заготовки объясняет факт достижения высоких значений твердости и красностойкости при закалке от низкой (средней по объему) температуры (см. табл. 3 — закалка от 1160 °С).

Испытания резанием показали, во-первых, большую (на 10÷30 %) стойкость сверл, закаленных ТВЧ, во-вторых, возможность снижения температуры закалки и получения структуры с меньшим зерном аустенита (табл. 5).

Закалку нагревом ТВЧ целесообразно использовать для осевого инструмента (сверла, зенкеры, развертки, метчики диаметром до 10÷12 мм), изготавливаемого методом вышлифования. По этой технологии сначала выполняют закалку и отпуск цилиндрической заготовки, а затем шлифованием проводят формообразующие операции и заточку.

Заключение

Показана принципиальная возможность использования индукционного нагрева для закалки инструмента из быстрорежущей стали, позволяющего повысить свойства стали и стойкость инструмента.

Нагрев ТВЧ расширяет интервал закалочных температур, что упрощает и облегчает регулирование процесса нагрева.

Разработаны режимы нагрева инструмента: быстрый нагрев до 1050÷1100 °С и медленный — до закалочной температуры.

Технология индукционного закалочного нагрева в наибольшей степени применима для инст-

рументов, получаемых методом вышлифования из цилиндрических заготовок.

Современное оборудование, в частности установка индукционного нагрева с транзисторным генератором ВГТ8-60/10, укомплектованная средствами ПЛК и ПК, пирометрической системой контроля температуры, позволяет реализовать технологию индукционного нагрева инструмента из быстрорежущих сталей. Закалку можно проводить в автоматическом цикле с непрерывно-последовательной подачей заготовок и охлаждение окунанием в масляный бак.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Смольников Е. А.** Термическая и химико-термическая обработка инструмента в соляных ваннах. М.: Машиностроение, 1989. 311 с.
2. **Геллер Ю. А.** Инструментальные стали. М.: Металлургия, 1983. 526 с.
3. **Куколев В. В.** Применение высокочастотного нагрева при закалке режущего инструмента М.: ЦБТИ ЭНИМС, 1962. 118 с.
4. **Электротермическое** оборудование: Справочник / Под ред. А. П. Альтгаузена. М.: Энергия, 1980. 484 с.
5. **Салтыков С. А.** Стереометрическая металлография. М.: Металлургия, 1976. 271 с.
6. **Баранова Л. В., Демина Э. Л.** Металлографическое травление металлов и сплавов. М.: Металлургия, 1986. 256 с.
7. **Особенности** горячей обработки стали Р6М5 / А. М. Адашкин, П. А. Анджус, В. И. Бузелис, А. Ю. Махмудов // Станки и инструмент. 1973. № 7. С. 31—33.
8. **Гевелинг Н. В.** Поверхностная электротермообработка. Л.: ОНТИ Главная редакция авиационной литературы, 1936. 146 с.
9. **Свойства** элементов: Справочник / Под общ. ред. М. Е. Дрица. М.: Металлургия, 1983. 671 с.
10. **Самсонов Г. В.** Тугоплавкие соединения. М.: ГОСИНТИ по черной и цветной металлургии, 1953. 398 с.

Таблица 4
Удельное электрическое сопротивление сталей и карбидов [2, 9, 10]

Металл	ρ , мкОм·см	Карбид	ρ , мкОм·см
Fe	0,97	Fe ₃ C	77,6
Cr	1,1	Cr ₂₃ C ₆	127
W	5,6	Cr ₇ C ₃	109
Mo	6,0	W ₂ C	75,7
Низкоуглеродистые стали	1,2÷1,5	Mo ₂ C	71,0
Быстрорежущие стали	4,2÷4,8	VC	60

Примечание. В структуре быстрорежущих сталей присутствуют карбиды на основе W и Mo, V, Cr.

Таблица 5
Свойства стали Р6М5 и стойкость сверл в зависимости от технологии термической обработки

Закалка		Зерно аустенита, балл	Твердость, HRC	Кр. 620 °С, HRC	Стойкость	
Среда	Температура, °С				Число просверленных отверстий	%
Соляная ванна	1220	10—9	63÷65	59÷60	189	100
ТВЧ	1220	10	65÷66	61÷62	252	133
	1200	11	65÷66	60÷61	238	125
	1180	12—11	64÷65	59÷60	232	122

Д. С. РЕЧЕНКО, д-р техн. наук, Д. Г. БАЛОВА (Омский ГТУ), e-mail: rechenko-denis@mail.ru.

Исследование механики процесса микрорезания и формирования застойной зоны¹

Исследования параметров процессов формирования стружки и обработанной поверхности с учетом радиуса скругления режущего лезвия позволили определить начало отделения материала застойной зоны. По разработанной модели разделения обрабатываемого материала определена минимально возможная толщина стружки при резании.

Ключевые слова: микрорезание, радиус скругления лезвия, разделение, застойная зона.

Investigations of the parameters of the processes of chips and the treated surface formation, taking into account the rounding radius of the cutting blade, made it possible to determine the beginning of the separation of the stagnant zone material. According to the developed model of separation of the processed material, the minimum possible thickness of the chips during cutting is determined.

Keywords: microcutting, blade curvature radius, separation, stagnant zone.

В современной металлообработке все большую актуальность и важность приобретает развитие микрорезания. Существующее понятие "мелко-размерная обработка" определяет области знаний и практики, связанные с использованием миниатюрного режущего инструмента. Понятие "микрорезание" связано с малыми толщинами срезаемого слоя, соизмеримыми с радиусом округления лезвия (остротой) инструмента, составляющими, как правило, от нескольких микрометров до десятков микрометров [1]. Однако существует минимальная толщина срезаемого слоя, при которой часть материала переходит в стружку, а часть — в обрабатываемый материал в результате упругих деформаций.

Существующая традиционная силовая модель резания [2, 3] основана на том, что сила резания при обработке зависит от толщины срезаемого слоя. В работе [1] установлена зависимость силы резания от деформации обрабатываемого материала и трения между обработанной поверхностью и задней поверхностью режущего клина. Эти параметры за-

висят от радиуса округления лезвия режущего клина, который становится критичным и оказывает доминирующее влияние при микрорезании.

В работах [4, 5] дается прогноз уменьшения силы резания в процессе микрорезания, разработанная модель которого учитывает изменение переднего угла режущего инструмента при толщине срезаемого слоя менее радиуса округления лезвия, что также описано в работе [6], посвященной моделированию процесса с помощью линий скольжения.

В работах [7—10] сила резания определяется путем проведения натурных испытаний, экстраполяции суммарной силы резания, установления силы сдвига в зависимости от толщины срезаемого слоя.

В данной работе авторов рассматривается влияние радиуса округления лезвия режущей части на образование стружки и обработанную поверхность.

Авторы работы [6] отмечают важность определения на радиусе округления лезвия точки, в которой начинается отделение стружки. Это позволяет установить минимальную толщину срезаемого слоя, при которой происходит не формирование стружки, а выглаживание обрабатываемого материала.

Изучая этот вопрос, исследователи основывались на разных теориях. Так, в работе [11] точку определяют с помощью тангенциальных и нормальных сил резания и коэффициента трения. В работе [12] точку находят моделированием процесса с учетом толщины срезаемого слоя. В работе [13] точку отделения установили моделированием распределения сдвигового напряжения на переднем угле режущего инструмента. В работе [15] исследовали влияние радиуса округления режущей кромки на формирование стружки путем определения минимально необходимой для этого и фактически возникающей энергии, и определения сдвига тензометрическим методом. В работах [6, 11—15] рассматривается гипотеза о существовании только одной точки разделения, расположенной на радиусе округления режущей кромки.

В работах [16, 17] экспериментально установлено, что на радиусе округления режущей кромки существует треугольная зона $S_1S_2S_3$ (рис. 1). Моделирование формирования этой зоны показало, что материал внутри зоны практически не перемещается, поэтому ее называют застойной, или "зоной мертвого металла" [10, 16—18]). Это может привести к появлению множества точек разделения.

¹ Работа выполнена при финансировании Совета по грантам Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых и государственной поддержке ведущих научных школ Российской Федерации, номер гранта МД-345.2020.8.

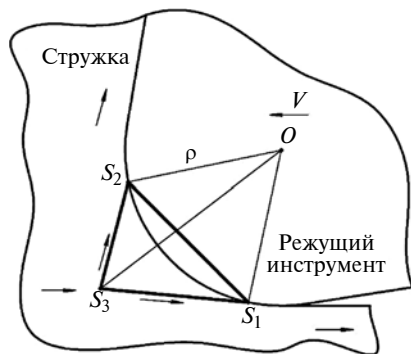


Рис. 1. Схема формирования застойной зоны

Формирование застойной зоны в работе [19] исследовали моделированием. В работе [20] исследовали влияние застойной зоны на силу резания. В работе [10] рассматривали границы застойной зоны как границы зоны пластической деформации, но не как линии скольжения. Границы зоны как изогнутые линии скольжения рассматривали в работе [17]. В работах [10, 17, 18] определяли точки разделения застойной зоны и их влияние на силы резания.

В статье [1] представлен аналитический метод, предсказывающий положение трех вершин застойной зоны с определением силы резания, подходящий для микрорезания при фрезеровании. Метод заключается в том, что все точки разделения теоретически определяются построением простой модели поля скольжения, при этом критерием разделения материала в процессе резания является установившийся режим обработки, а точка S_3 является точкой разделения материала.

В представленной работе реализуется подход определения силы резания в точке на радиусе округления лезвия.

Экспериментальные исследования [17, 18, 21] показали, что существует застойная зона, формирующаяся на радиусе округления лезвия и участвующая в процессе разделения обрабатываемого материала (см. рис. 1). Застойная зона $S_1S_2S_3$ формируется в начальный момент резания, при достижении постоянства процесса резания ее размер

стабилизируется [17]. Независимо от влияния радиуса округления лезвия и обрабатываемого материала на размер застойной зоны в ней почти нет движения материала, а вне зоны видна четкая плоскость сдвига формирования стружки. Также установлено, что пластическое упрочнение деформированием происходит при отношении толщины срезаемого слоя к радиусу округления лезвия $h/\rho > 0,3$. В работе [15] показано, что формирование стружки возможно при отношении $h/\rho \geq 0,2625$, при меньшем отношении происходит пластическое упрочнение обработанной поверхности. При этом в работе [22] отношением h/ρ определяется коэффициент K_p режущей способности.

Таким образом, застойная зона формируется при отношении $h/\rho \gg 0,2625 \div 0,3000$, при этом изменение толщины срезаемого слоя приводит не только к изменению уровня напряжений в зоне деформации, но и, как следствие, изменению направления составляющих силы резания. Однако рассматривая процесс резания на микроуровне, отметим доминирующее влияние радиуса округления лезвия на уровень и направление силы, т. е. остроты режущего инструмента, и второстепенное влияние переднего угла режущего клина. Рассмотрим три варианта процесса резания на микроуровне: при $h \gg \rho$ (рис. 2, а), при $h = \rho$ (рис. 2, б) и при $h \ll \rho$ (рис. 2, в).

Исследования работы [23] показали, что угол между направлением скорости V резания и равнодействующей R силы резания $\beta = 34^\circ 18'$. При этом угол β_1 между направлением скорости резания и плоскостью сдвига зависит от радиуса ρ округления лезвия, толщины h срезаемого слоя и переднего угла γ :

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{(h - \rho + \rho \cos 45^\circ) \cos \gamma}{h + \sin \gamma (h - \rho + \rho \sin \gamma) + \rho \cos^2 \gamma - \rho \sin 45^\circ \cos \gamma}$$

Рассчитаем угол β_1 для режущего инструмента в состоянии поставки при $\rho = 15$ мкм и с высококачественным лезвием, полученным сверхскоростным затачиванием, при $\rho = 3$ мкм (таблица). Тогда в точке разделения при $\rho = 15$ мкм имеем значение

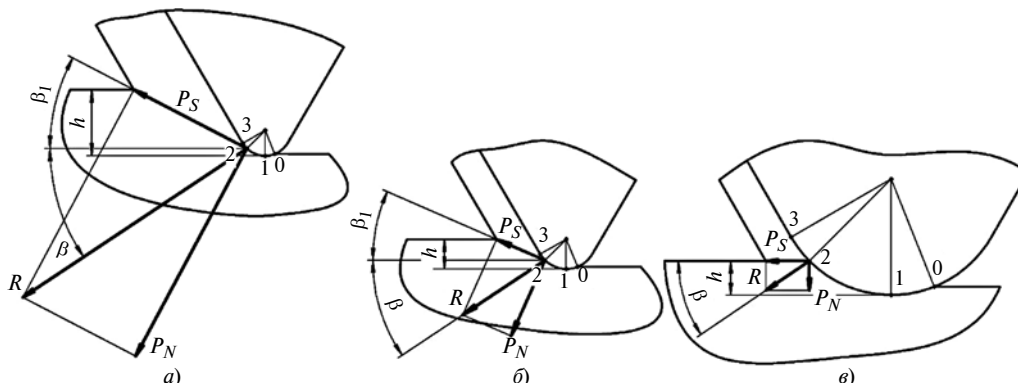


Рис. 2. Схема резания на микроуровне при $h \gg \rho$ (а), $h = \rho$ (б) и $h \ll \rho$ (в)

h/ρ	$\frac{10}{50}$			$\frac{2}{10}$			$\frac{1}{5}$			$\frac{0,3}{1,7}$			$\frac{0,2}{1,0}$		
h , мкм	150			30			15			5			3		
γ°	30	15	0	30	15	0	30	15	0	30	15	0	30	15	0
β_1°	$\frac{29}{30}$	$\frac{37}{37}$	$\frac{43}{45}$	$\frac{27}{29}$	$\frac{33}{37}$	$\frac{37}{43}$	$\frac{24}{29}$	$\frac{27}{36}$	$\frac{29}{42}$	$\frac{5}{26}$	$\frac{5}{32}$	$\frac{4}{35}$	$-\frac{23}{24}$	$-\frac{16}{27}$	$-\frac{11}{29}$

Примечание. В виде дроби приведены данные: в числителе при обработке лезвием в состоянии поставки ($\rho = 15$ мкм), в знаменателе — лезвием, полученным сверхскоростным затачиванием ($\rho = 3$ мкм).

$h = 4,3935$ мкм, а при $\rho = 3$ мкм — $h = 0,8787$ мкм. Для прогнозирования и получения необходимой размерной точности изготовления деталей определим требуемую остроту лезвия, используя отношение $h/\rho = 0,2929$, которое является коэффициентом K_p режущей способности. Данное отношение можно объяснить тем, что при дальнейшем уменьшении толщины срезаемого слоя сила P_S сдвига изменяется в направлении обрабатываемой детали, что приводит к отсутствию формирования стружки. При этом нормальная составляющая P_N силы станет меньше силы P_S сдвига.

Теоретически стабильное резание, т. е. постоянное формирование стружки, возникает при $P_S \geq P_N$, исходя из чего можно определить угол β_1 сдвига, при котором это соотношение реализуется, что позволит определить отношение h/ρ . В результате расчетов при $P_S = P_N$ получили угол $\beta_1 = 11^\circ$ и коэффициент $K_p = 0,4035$.

Натурные испытания при обработке титанового сплава ВТ1-00 позволили установить: при $K_p < 0,25$ резание отсутствует, а происходит царапание и вдавливание обрабатываемого материала; при $K_p = 0,25 \div 0,5$ наблюдается формирование стружки в условиях нестабильного резания; при дальнейшем увеличении коэффициента K_p процесс резания стабилизируется, что объясняется формированием на лезвии режущего инструмента застойной зоны, изменяющей фактически передний угол и положение точки разделения.

Направление силы сдвига и положение точки разделения имеют решающее значение для формирования стружки и обработанной поверхности. Проведенные исследования позволили установить угол сдвига β_1 и коэффициент K_p режущей способности, характеризующийся отношением h/ρ , при которых создаются: 1) минимально возможные условия ($\beta_1 = 0^\circ$, $K_p = 0,2929$) для формирования стружки, т. е. возникновения резания; 2) стабильные условия ($\beta_1 \geq 11^\circ$, $K \geq 0,4035$) для формирования стружки.

Увеличение коэффициента K_p до значений $h/\rho \approx 1$ приводит к увеличению угла β_1 сдвига до значений $23^\circ \div 24^\circ$, дальнейшее увеличение коэффициента K_p не приводит к значительному увеличению угла сдвига. Предельно допустимые толщины h срезаемого слоя, при которых реализуется нормальное резание, можно установить практичес-

ким путем. При этом превышение допустимой толщины срезаемого слоя приводит к увеличению как равнодействующей R силы резания, так и радиуса ρ округления лезвия из-за недопустимых нагрузок. На практике установлено, что при коэффициенте $K_p \geq 10$ радиус ρ округления лезвия пропорционально увеличивается.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **On material** separation and cutting force prediction in micro milling through involving the effect of dead metal zone / M. Wan, D. Wen, Y. C. Ma, W. H. Zhang // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2019. N. 146. P. 1—14.
2. **Altintas Y.** Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design. 2nd ed. Cambridge. New York: Cambridge University Press, 2012. XII. 366 p.
3. **Yuan H., Wan M., Yang Y.** Design of a tunable mass damper for mitigating vibrations in milling of cylindrical parts // Chinese Journal of Aeronautics. 2019. N. 32. P. 748—758.
4. **Bissacco G., Hansen H. N., Slusky J.** Modelling the cutting edge radius size effect for force prediction in micro milling // CIRP Annals — Manufacturing technology. 2008. N. 57 (1). P. 113—116.
5. **Jin X., Altintas Y.** Prediction of micro-milling forces with finite element method // Journal of Materials Processing Technology. 2012. N. 212 (3). P. 542—552.
6. **Jin X., Altintas Y.** Slip-line field model of micro-cutting process with round tool edge effect // Journal of Materials Processing Technology. 2011. N. 211 (3). P. 339—355.
7. **Ploughing** detection in micromilling processes using the cutting force signal / H. T. Yun, S. Heo, K. L. Min, B. K. Min, J. L. Sang // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2011. N. 51 (5). P. 377—382.
8. **Guo Y. B., Chou Y. K.** The determination of ploughing force and its influence on material properties in metal cutting // Journal of Materials Processing Technology. 2004. N. 48 (3). P. 368—375.
9. **Wang J. J. J., Zheng C. M.** Identification of shearing and ploughing cutting constants from average forces in ball-end milling // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2002. N. 42 (6). P. 695—705.
10. **Waldorf D. J., DeVor R. E., Kapoor S. G.** A slip-line field for ploughing during orthogonal cutting // Journal of Manufacturing Science and Engineering. 1998. N. 120 (4). P. 693—699.
11. **Yuan Z., Zhou M., Dong S.** Effect of diamond tool sharpness on minimum cutting thickness and cutting surface integrity in ultraprecision machining // Journal of Materials Processing Technology. 1996. N. 62 (4). P. 327—330.
12. **Modelling** and analysis of micro scale milling considering size effect, micro cutter edge radius and minimum chip thickness / X. Lai, H. Li, C. Li, Z. Lin, J. Ni // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2008. N. 48 (1). P. 1—14.
13. **The effect** of tool edge radius on the contact phenomenon of tool-based micromachining / K. Woon, M. Rahman, K. Neo, K. Liu // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2008. N. 48 (12—13). P. 1395—1407.
14. **Son S. M., Han S. L., Ahn J. H.** Effects of the friction coefficient on the minimum cutting thickness in micro cutting //

В. М. ТРУХАНОВ, д-р техн. наук (ВолгГТУ), М. М. СУЛТАНОВ (НИУ "МЭИ", г. Волжский),
М. П. КУХТИК, канд. техн. наук (ВолгГТУ), e-mail: trukhanov1939@mail.ru

Оценка стабильности параметров и надежности энергетического оборудования тепловых электростанций при их производстве и испытаниях¹

Рассмотрены технологические процессы изготовления лопаток для паровых турбин и их испытания, в том числе вибрационные. Предложен статистический метод контроля стабильности параметров лопаток при изготовлении и испытаниях. Разработана методика контроля стабильности параметров технологических процессов, испытаний и контроля надежности.

Ключевые слова: стабильность, параметр, лопатки, изготовление, испытания, карта контроля, допуск, отклонения, статистическая информация.

Technological processes for the manufacture of blades for steam turbines and their tests, including vibration tests, are considered. A statistical method is proposed for monitoring the stability of the parameters of the blades during manufacture and tests. A methodic for controlling the stability of the parameters of manufacturing processes, tests and reliability control is developed.

Keywords: stability, parameter, blades, manufacturing, tests, control chart, tolerance, deviations, statistical information.

Практика отработки лопаток паровых турбин, бандажей и дисков показала, что, если данные де-

тали разработаны с использованием типовых конструктивно-технологических решений, для которых имеется нормативно-техническая документация, то выполнив одну-две технологические доработки, они готовы к серийному производству, если же нормативно-техническая документация отработана недостаточно, то их выпуск затягивается.

Известно, что отказы, связанные с выходом из строя рабочих лопаток паровых турбин, составляют 47 % от всех повреждений турбины [1]. Поэтому весьма актуальны мероприятия по уменьшению числа отказов рабочих лопаток путем совершенствования технологического процесса их изготовления.

В соответствии с инструкцией о порядке оценки работоспособности рабочих лопаток паровых турбин в процессе изготовления определяется их объем и последовательность проведения, а также оценка качества рабочих лопаток на этапе их изготовления [2]. Рабочие лопатки изготавливают по нормативным документам, указанным в чертежах завода-изготовителя турбины или организации-проектировщика, осуществляющей модернизацию турбины.

На заводе-изготовителе на каждый комплект рабочих лопаток оформляется внутренний паспорт. В пределах комплекта лопатки пронумеровывают.

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке в рамках научного проекта РФФИ № 17-08-00018 и государственного задания № 13.9602.2017/БЧ по теме 1041170.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 76)

International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2005. N. 45 (4). P. 529–535.

15. **Modeling** of minimum uncut chip thickness in micro machining of aluminum / M. Malekian, M. G. Mostofa, S. S. Park, M. B. G. Jun // Journal of Materials Processing Technology. 2012. N. 212 (3). P. 553–559.

16. **Abdelmoneim M. E., Scrutton R.** Tool edge roundness and stable build-up formation in finish machining // Journal of Engineering for Industry. 1974. N. 96 (4). P. 1258–1267.

17. **Ozturk S., Altan E.** A slip-line approach to the machining with rounded-edge tool // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2012. N. 63 (5–8). P. 513–522.

18. **Basuray P., Misra B., Lal G.** Transition from ploughing to cutting during machining with blunt tools // Wear. 1977. N. 43 (3). P. 341–349.

19. **Wan L., Wang D.** Numerical analysis of the formation of the dead metal zone with different tools in orthogonal cutting // Simulation Modelling Practice and Theory. 2015. N. 56. P. 1–15.

20. **Long Y., Huang Y.** Force modeling under dead metal zone effect in orthogonal cutting with chamfered tools // Transactions of the North American Manufacturing Research Institute of SME. 2005. P. 573–580.

21. **Wallen P., Jacobson S., Hogmark S.** Intermittent metal cutting at small cutting depths-1. Dead zone phenomena and surface finish // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 1988. N. 28 (4). P. 515–528.

22. **Rechenko D. S.** The Study of the Process of Difficult-to-Machine Materials Cutting at the Micro-Level // Obrabotka metallov-metal working and material science. 2019. V. 21. Iss. 2. P. 18–25.

23. **Pereverzev P. P., Pimenov D. Yu.** Grinding force model allowing for dulling of abrasive wheel cutting grains in plunge cylindrical grinding // Journal of Friction and Wear. 2016. V. 37. P. 60–65.

Форму паспорта (сертификата качества) разрабатывает предприятие-изготовитель.

В паспорт комплекта заносят:

сертификаты материала лопаток и комплектующих;

нумерацию лопаток в технологическом процессе; результаты контроля при изготовлении с указанием отклонений от чертежа, согласованных с конструкторской службой предприятия-изготовителя;

заключение о соответствии собственных частот колебаний нормативным значениям;

результаты сдаточного контроля;

заключение технического контроля о соответствии лопаток требованиям чертежей;

порядок расстановки лопаток на колесе по результатам развески.

Рабочий чертеж лопатки содержит:

марку материала и требования к его прочности (с указанием стандартов и технических условий);

размеры, допуски и предельные отклонения;

базовые поверхности для исполнения и контроля размеров;

шероховатости поверхностей;

требования к упрочнению и покрытиям;

номера чертежей профилей рабочей и хвостовой частей;

контрольные сечения;

требования к сварочным операциям;

требования к контролю (сплошность материала, измеряемые размеры и др.).

Описание технологического процесса изготовления лопаток включает в себя:

последовательность технологических операций;

перечень используемых станков, инструментов, приспособлений и материалов;

контрольные операции при изготовлении с указанием необходимых приспособлений и измерительных устройств.

Описание технологического процесса термообработки заготовок составляет изготовитель лопаток в соответствии с требованиями, установленными заводом-изготовителем турбины.

Описание крепления защитных пластин содержит:

режимы пайки или сварки;

подготовительные операции;

порядок выполнения операций;

перечень оборудования, инструментов и материалов;

перечень контрольных операций.

Инструкция по вибрационным испытаниям включает в себя:

методику, перечень приспособлений и приборов;

объем контроля (контролируемые формы колебаний) для конкретной ступени;

разрешенные частоты колебаний и допустимый их разброс в пределах одного комплекта;

допуски на геометрические размеры и форму лопаток при отклонениях собственных частот колебаний от разрешенного интервала значений.

Для уменьшения числа отказов (повреждений) рабочих лопаток паровой турбины предлагается применять методы контроля их качества на этапах изготовления и испытаний [2] дополнить статистическим методом оценки стабильности их параметров [3, 4].

Цель настоящей работы — разработка дополнительного подхода к оценке качества и надежности рабочих лопаток энергетического оборудования тепловых электростанций.

При оснащении рабочих паровых турбин лопатками [2] необходимо обеспечить следующее:

проверку радиусов переходных галтелей на лопатках и дисках;

заданное число лопаток на диск;

надежное крепление лопаток и полное их прилегание;

заданный шаг между ними, обеспечивающий расчетное проходное сечение парового канала на выходе из лопаток;

заданные аксиальные и радиальные положения;

требуемую посадку и надежное закрепление замковых лопаток и замков;

свободное прохождение проволочных и трубчатых бандажей и припайку шайб и вставок к трубчатым бандажам;

посадку ленточных бандажей на шипы лопаток без больших напряжений и плотное прилегание бандажей к торцам лопаток;

качество расклепки или подварки шипов с бандажами;

плотный контакт наружных опорных поверхностей лопаток с ободом диска после расклепки или закатки по ободу диска грибовидных и Т-образных хвостов.

Таким образом, при изготовлении и испытаниях рабочих лопаток накапливается большой объем информации о допустимых отклонениях и повреждениях, что позволяет применить статистический метод контроля стабильности параметров технологических процессов и надежности лопаток.

Сбор данных по каждому параметру, зафиксированному в паспорте на комплект, предлагается вносить в перечень дефектов, неисправностей и отказов [5].

В паспорт комплекта по результатам изготовления и испытаний заносится фактическое значение контролируемого параметра. При его отклонении разрабатывают мероприятия по устранению дефекта.

Данные по контролю занесенных в паспорт параметров фиксируются в карте контроля стабильности параметров [6].

Обеспечение стабильности качества изготовления изделия (СКИИ) основывается на контроле

технологического процесса и предупреждении брака своевременным вмешательством в процесс. Для повышения эффективности контроля СКИИ предлагается использовать карту контроля, отражающую ход производственного процесса и технологические нарушения с целью разработки мероприятий по устранению причин нестабильности.

Пример карты контроля представлен на рис. 1, где $x_{тр}$ — номинальное (требуемое) значение параметра; $\sigma_{тр}$ — среднее квадратическое отклонение параметра; $(x_{тр} + 2,7\sigma_{тр})$ и $(x_{тр} - 2,7\sigma_{тр})$ — верхнее и нижнее допустимые значения; $(x_{тр} + 2\sigma_{тр})$ и $(x_{тр} - 2\sigma_{тр})$ — верхняя и нижняя границы регулирования (поле допуска).

На карте контроля отмечают значения x_i параметров всех деталей (сборочных единиц), изготовленных в течение (месяца, квартала, полугодия), независимо от того, были они приняты или забракованы.

Специалисты технологического бюро анализируют полученные данные, выявляя тенденции к нестабильности по значениям параметров, выходящих за границы регулирования, и с учетом всех факторов (используемого оборудования, средств контроля, материалов, исполнителей) разрабатывают мероприятия по их устранению.

Если после проведения предложенных мероприятий по устранению нестабильности технологического процесса вновь выявляется тенденция к нестабильности контролируемого параметра, необходимо проверить:

соответствие технической документации, оборудования и средств контроля;

соответствие технологического процесса требованиям конструкторской документации;

соблюдение требований технологического процесса исполнителем;

точность измерения контролируемого параметра.

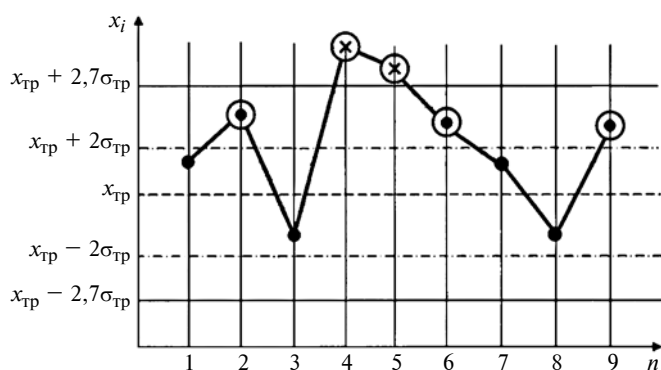


Рис. 1. Карта контроля стабильности параметров изделия с обозначениями:

● — значение не выходит за границы регулирования; ○ — выходит за границы регулирования и указывает на нестабильность; ⊗ — выходит за пределы допустимых значений

Расчет стабильности качества изготовления

Так как отклонения значений параметра от номинального значения подчиняются нормальному закону распределения, рассчитаем границы его регулирования по допустимым отклонениям Δ_B и Δ_H , задаваемым чертежом [4].

Верхнюю и нижнюю границы допустимого отклонения определяют с вероятностью $P = 0,997$, которой соответствует квантиль нормированного нормального распределения $u_p = 2,7$. Для устранения брака диапазон допуска уменьшают на величину квантили $u_p = 2,0$, которой соответствует вероятность $P = 0,977$. По заданным предельным отклонениям рассчитаем границы регулирования:

$$\sigma_{рег} = 2,0\sigma_{тр} = 0,977\Delta, \quad (1)$$

где $\sigma_{тр}$ — среднее квадратическое отклонение параметра; Δ — заданный чертежом допуска.

Номинальные значения и предельные отклонения параметров лопаток до обондаживания и установки проволоки оценивают по частотам собственных колебаний лопаток, их разброс не должен превышать 8 %. Допускается снижение частот колебаний отдельных лопаток не более, чем на 1 Гц [9]. Ступени с пакетом лопаток проходят типовые вибрационные испытания, их частота собственных колебаний первого тона должна составлять $f_d = 350_{-1}^{+1}$ [2, 9].

Найдем границы регулирования по заданным допускам:

допустимое верхнее отклонение $2,7\sigma_{тр} = \Delta_B = +1$ Гц;

допустимое нижнее отклонение $2,7\sigma_{тр} = \Delta_H = -1$ Гц.

По формуле (1) найдем границы регулирования: $+0,977$ и $-0,977$.

Карта контроля стабильности частоты собственных колебаний для изделия показана на рис. 2, анализ которой показал, что при испытаниях пятой лопатки на вибрацию выявлено отклонение частоты колебаний за верхнюю границу регулирования. После установления причины разработаны мероприятия по устранению отклонений частоты вибрации. Их эффективность была подтверждена на испытаниях до 20-й лопатки. При испытаниях 20-й лопатки зарегистрировано отклонение от верхнего допустимого уровня регулирования. Была установлена причина нарушения технологического процесса и осуществлены мероприятия по их устранению, после чего отклонений не наблюдалось вплоть до испытания 36-й лопатки. При испытаниях 36-й лопатки отклонение соответствовало нижнему уровню регулирования. Выявлены причины разрегулирования технологического процесса и устранены. При испытаниях 40-й лопатки отклоне-

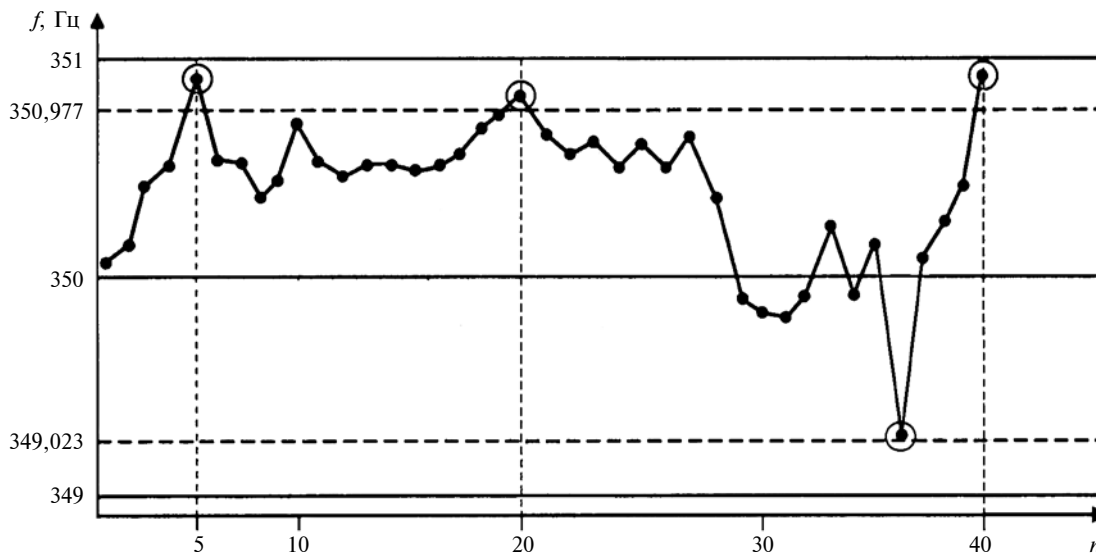


Рис. 2. Контрольная карта стабильности частоты собственных колебаний изделия

ние частоты собственных колебаний практически соответствовало предельно допустимому значению.

При оценке стабильности параметров технологического процесса, кроме нахождения границ регулирования, оценивали вероятность отклонения параметра от границ регулирования и границ предельно допустимого отклонения и ее нижнюю доверительную границу с уровнем доверия $\gamma = 0,9$ по формуле

$$\hat{P} = \frac{m}{n},$$

где \hat{P} — вероятность отклонения частоты собственных колебаний лопатки от границ регулирования и предельно допустимых отклонений; m — число лопаток, параметры которых вышли за границу поля допуска или границу регулирования; n — число всех лопаток, прошедших вибрационные испытания.

Нижнюю доверительную границу находим по формуле

$$P_H = \hat{P} - U_\gamma \sqrt{\frac{\hat{P}(1-\hat{P})}{n}}, \quad (2)$$

где U_γ — квантиль функции нормального распределения, табличное значение [7, 8] при $\gamma = 0,9$ и $U_\gamma = 1,282$.

Верхняя доверительная граница:

$$P_B = \hat{P} + U_\gamma \sqrt{\frac{\hat{P}(1-\hat{P})}{n}}. \quad (3)$$

Определим вероятность отклонения параметра от границ регулирования по частоте собственных колебаний лопатки по формуле

$$\hat{P} = \frac{m}{n} = \frac{4}{40} = 0,1.$$

Тогда нижняя и верхняя доверительные границы по формулам (2) и (3) составят 0,05 и 0,16.

Разработанный метод контроля СКИИ внедрен на промышленных предприятиях отрасли специального машиностроения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Султанов М. М. Оценка надежности, продление ресурса и оптимизация ремонта оборудования ТЭС и энергетических систем. Волжский: МЭИ, 2016. 100 с.
2. СО 153-34.17.462—2003. Инструкция о порядке оценки работоспособности рабочих лопаток паровых турбин в процессе изготовления, эксплуатации и ремонта. М.: ЦПТИ ОРГРЭС, 2004. 56 с.
3. ГОСТ Р 15.301—2016. Система разработки и постановки продукции на производство. Продукция производственно-технического назначения. Порядок разработки и постановки продукции на производство. М.: Стандартинформ, 2016. 16 с.
4. Труханов В. М. Надежность в технике. М.: Изд. дом "Спектр", 2017. 656 с.
5. Труханов В. М., Матвеев А. М. Надежность сложных систем на всех этапах жизненного цикла. М.: Изд. дом "Спектр", 2012. 663 с.
6. Труханов В. М. Сложные технические системы типа подвижных установок. Разработка и организация производства. М.: Машиностроение, 1993. 336 с.
7. Вентцель Е. С., Овчаров Л. А. Теория вероятностей и ее инженерные приложения. М.: Академия, 2003. 464 с.
8. Гнеденко Б. В., Беляев Ю. К., Соловьев А. Д. Математические методы в теории надежности. М.: Наука, 1965. 524 с.
9. РТМ 108.021.03—77. Нормы на вибрационную отстройку лопаток паровых турбин. Л.: НПО ЦКТИ, 7 с.

Указатель статей, опубликованных в журнале "Вестник машиностроения" за 2020 г.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Абдеев Б. М., Гурьянов Г. А., Клименко Е. А. — Обобщенная механико-математическая модель при оптимизации двухпорных валов минимальной материалоемкости. № 5.

Александров И. К., Раков В. А., Дымов Н. Э. — Определение механических потерь в ДВС. № 3.

Алешин Н. П., Козлов Д. М., Могильнер Л. Ю. — Особенности ультразвукового контроля сварных стыковых соединений полиэтиленовых труб. № 11.

Алифов А. А. — Расчет методом прямой линеаризации смешанных параметрических и автоколебаний при неидеальном источнике энергии. № 6.

Аскарв Е. С. — Центробежно-гирационная мельница для тонкого самоизмельчения продукта. № 1.

Афонин С. М. — Структурно-параметрическая модель электроупругого актюатора для наномеханики. № 8.

Балицкий Ф. Я., Соколова А. Г. — Сравнительный стохастический анализ аномальной динамики машин под воздействием эксплуатационных дефектов. № 7.

Бармин С. В., Никитин О. Ф. — Определение параметров механизма регулирования подачи объемного насоса с обеспечением постоянной мощности потока на выходе. № 2.

Бисерикан М. И., Петроченко С. В., Аверков К. В., Рауба А. А. — Экспериментальные исследования влияния технологической наследственности на повреждаемость колес повышенной твердости. № 8.

Блохин М. А., Подлесный Д. А. — Решение задачи универсальной корректирующей массы в многопильном модуле с круговым поступательным движением полотна. № 3. Автоматизация процесса и повышение эффективности многопильного оборудования с круговым поступательным движением полотен. № 5.

Брунгардт М. В., Шатохин С. Н. — Шпиндельные узлы с мультиадаптивными гидростатическими опорами. № 10.

Валеев Д. Х., Гумеров И. Ф., Карабцев В. С. — Методика определения потерь в трансмиссии двухосных колесных транспортных средств. № 6.

Ванаев В. С. — Испытания отбойных молотков (становление стендовой методики). № 3. Методика испытания отбойных молотков на испытательном стенде СОРП. № 6.

Ванягин А. В., Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Титов Д. Ю., Плехов А. С. — Построение амплитудно-частотных характеристик магнитоуправляемой гидроопоры с учетом присоединенной массы, зависящей от температуры. № 9.

Ватулин Я. С., Потахов Д. А. — Контроль и управление устойчивостью стрелового самоходного крана при динамическом нагружении. № 4.

Великанов Н. Л., Наумов В. А., Корягин С. И. — Моделирование технических характеристик трехплунжерных насосов высокого давления. № 7.

Воробьев Е. И. — Реализация операций двуруким роботом с контактным взаимодействием рабочих звеньев. № 11.

Воробьев Е. И., Хатунцев Д. И. — Кинематическая точность относительного манипулирования двурукого робота. № 9.

Галдин Н. С., Семенова И. А. — Гидравлические ножницы на базе экскаватора. № 1.

Галышев Ю. В., Добрецов Р. Ю., Поршнев Г. П., Сахарова Е. Г., Увакина Д. В., Войнаш С. А. — Разработка шасси беспилотного трактора для точного земледелия № 5.

Гизатуллин Ф. А., Габидуллина З. Г., Салихов Р. М., Каримова А. Г. — Закономерности быстротекущих импульсных разрядных процессов для оценки адекватности результатов моделирования емкостных систем зажигания ГТД. № 4.

Гизатуллин Ф. А., Салихов Р. М. — Эффективность импульсно-плазменных систем зажигания с синхронизацией процессов в разрядных цепях. № 11.

Горбатенко Н. Н. — Моделирование динамики переключения ступеней гидромеханических передач на основе уравнений Лагранжа с неопределенными множителями. № 7.

Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Любимов А. К., Ермолаев А. И., Иляхинский А. В. — Исследование амплитудно-частотных характеристик магнитоэологических гидроопор при действии широкополосной случайной вибрации. № 5.

Гореликов В. Я., Сомов А. И. — Применение профильных соединений различных видов и типоразмеров. № 10.

Григорьев В. А., Терентьев В. И. — Определение перекосов ведомых звеньев многозвенных механизмов технологических машин. № 8.

Губарев П. В., Глазунов Д. В., Рубан В. Г., Шапшал А. С. — Уточненный тепловой расчет коллектора теплового двигателя локомотива. № 9.

Гусев А. С., Стародубцева С. А., Щербаков В. И. — Вероятностное прогнозирование долговечности и остаточного ресурса элементов конструкций. № 3.

Дорохов А. Ф., Дорохов П. А. — Первое начало термодинамики применительно к анализу процессов в поршневых двигателях. № 4.

Дубовик Д. А. — Эффективность ходовой системы колесной машины. № 12.

Ермолаев М. М., Захаров М. Н., Сеницына Ю. В. — Экспериментальная проверка методик расчета распределения сил в планетарно-цевочных редукторах. № 12.

Ерохин М. Н., Леонов О. А., Шкаруба Н. Ж., Катаев Ю. В., Вергазова Ю. Г. — Процентная взаимозаменяемость посадок с натягом. № 3.

Ерохин М. Н., Белов М. И., Мельников О. М. — Методика расчета контактного давления манжеты на вал. № 11.

Захаров М. Н., Ермолаев М. М., Зайцева А. В. — Оценка распределения нагрузки между сателлитами планетарно-цевочного редуктора. № 6.

Зверев И. А. — Расчетно-экспериментальное исследование жесткости высокоскоростных шпинделей. № 9.

- Зюзин А. А., Константинова И. С., Казьмин Б. Н., Юров М. Д.** — Влияние гармонических составляющих некруглости и нецилиндричности на формирование НДС поверхностных слоев деталей в соединениях с натягом. № 4.
- Иванов А. С.** — Функции надежности для отдельных видов отказов машин. № 1. Минимизация объема испытаний на надежность разрабатываемых машин учетом функций надежности для отдельных видов отказов. № 3.
- Иванов А. С., Ермолаев М. М., Чиркин А. В.** — Метод расчета нагрузочной способности планетарно-цевочного редуктора с пластиковыми сателлитами. № 4.
- Иванов К. М., Данилин Г. А., Винник П. М., Ремешев Е. Ю., Расулов З. Н.** — Критерий приближенной монотонности процесса деформирования. № 5.
- Ицкович А. А., Файнбург И. А., Файнбург Г. Д.** — Многофакторный анализ и прогнозирование показателей эффективности поддержания летной годности летательных аппаратов гражданской авиации. № 11.
- Кабалдин Ю. Г., Шатагин Д. А.** — Искусственный интеллект и киберфизические механообрабатывающие системы в цифровом производстве. № 1.
- Карелин И. Н., Седых В. Д., Седых Л. В.** — Совершенствование износостойкого запорного узла "ИГР" нефтегазовой арматуры. № 12.
- Кирсанов М. Н.** — Кинематический анализ и деформации плоской решетки с произвольным числом панелей. № 9.
- Ковалев С. В., Лазарев С. И., Ковалева О. А., Коновалов Д. Н., Луа П.** — Расчет конструкции электробаромембранного плоскокамерного аппарата и объема разделяемого раствора. № 2.
- Козлов П. Н.** — Три варианта записи критерия эквивалентности сложного напряженного состояния простому растяжению для конструкционных материалов. № 2.
- Кондаков С. В., Павловская О. О., Иванов И. Д., Ишбулатов А. Р.** — Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины на основании алгоритма управляемого заноса. № 12.
- Короткин В. И., Колосова Е. М., Онишков Н. П.** — Оценка нагрузочной способности химико-термически упрочненных зубчатых передач с локальным контактом зубьев. № 8.
- Коссов В. С., Волохов Г. М., Овечников М. Н., Огнян Э. С., Протопопов А. Л., Тимаков М. В., Князев Д. А.** — Расчетная оценка сопротивления усталости железнодорожного колеса при контактом взаимодействии с рельсом. № 10.
- Красильников А. Я., Красильников А. А., Таранов Д. В.** — Определение силы сдвига высококоэрцитивных постоянных магнитов из сплава редкоземельных элементов неодим—железо—бор толщиной 5 мм. № 11.
- Крыхтин Ю. И., Карлов В. И.** — Гидравлический привод управления заслонкой водометного движителя плавающей гусеничной машины. № 1.
- Курушин М. И., Балякин В. Б., Оссала В. Б. А.** — Параметрическая динамика дифференциального редуктора с одно- и двухпарными зацеплениями зубчатых колес. № 3.
- Кутенев В. Ф., Яманин А. И.** — Перспективы применения роторных двигателей. № 7.
- Лавров И. В., Кочетыгов А. А., Бардушкин В. В., Сычев А. П., Яковлев В. Б.** — Прогнозирование эффективной теплопроводности многокомпонентных трибокомпозитов с учетом контактного термосопротивления между включениями и матрицей. № 5.
- Леонов О. А., Шкаруба Н. Ж., Вергазова Ю. Г., Голиницкий П. В., Антонова У. Ю.** — Методы и средства контроля качества обработки гильз цилиндров на ремонтных машиностроительных предприятиях. № 6.
- Либерман Я. Л., Махиянова А. Н., Горбунова Л. Н.** — Расчет точности контрольной головки упрощенной конструкции для контроля размеров деталей. № 7.
- Малафеев С. И., Малафеева А. А., Коняшин В. И.** — Снижение динамических нагрузок в мехатронной системе прокатного стана. № 6.
- Мамити Г. И., Льянов М. С., Сланов С. А.** — Функциональный расчет барабанных тормозов автомобилей и мотоциклов. № 5.
- Махов А. А., Драгина О. Г., Белов П. С., Махов С. Л.** — Линейные электродвигатели в приводах подач многоцелевых станков. № 4.
- Махутов Н. А., Гадолина И. В., Лебединский С. Г., Огнян Э. С., Баутин А. А.** — Моделирование случайной последовательности экстремумов нагрузок для испытаний на усталость при нерегулярном нагружении. № 5.
- Мухамедов Ж., Турдалиев В. М., Косимов А. А.** — Определения коэффициента кинематической неравномерности вращения зубчато-ременной передачи с составным шкивом. № 6.
- Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е.** — Реализация безреверсных мехатронных манипуляторов в аддитивных технологиях. № 9.
- Новожилов А. Н., Новожилов Т. А., Волгина Е. М., Колесников Е. Н., Рахимбердинова Д. М.** — Моделирование магнитных полей рассеяния обмоток трансформатора на круглом стержне для релейной защиты. № 6.
- Новожилов Т. А., Новожилов А. Н., Рахимбердинова Д. М.** — Моделирование токов в шинном пакете короткой сети. № 9.
- Озерский А. И., Целигоров Н. А., Цуриков Ю. А.** — Метод исследования динамических режимов работы электрогидравлических систем с подвижными границами рабочих жидких сред. № 12.
- Оленев Е. А.** — Аналитический расчет степени черноты продуктов сгорания в теплотехнических устройствах. № 4.
- Петухов Ю. Е., Домнин П. В., Сяочуан Чжэн** — Математическая модель определения профиля червячных фрез. № 1.
- Плеханов Ф. И., Вычужанина Е. Ф.** — Исследование напряженно-деформированного состояния промежуточного ролика планетарной передачи с малой разницей чисел зубьев колес. № 2. Исследование податливости элементов рациональной конструкции многосателлитной планетарной передачи и ее влияния на распределение нагрузки по потокам мощности. № 11.
- Поддубный В. И., Трехтлер А., Варкентин А., Хенке К.** — Механико-математическая модель гусеничного движителя с треугольным обводом для решения задач вертикальной динамики гусеничной машины. № 12.
- Попович А. Г.** — Применение критерия суммарного износа поверхностного слоя зубьев колес при определении параметров косозубой передачи. № 9.

- Похабов Ю. П.** — О необходимости запасов движущих моментов (сил) в подвижных узлах раскрывающихся конструкций. № 2.
- Пронин А. И., Мильников В. В., Валько Д. А., Кондрашкин О. Б.** — Исследование и разработка конструкции сборочного узла кузова автомобиля с использованием CAD/CAE систем. № 11.
- Ремизович Ю. В., Абдулаева О. В.** — Переключение передач в редукторах крановых механизмов. № 7.
- Русановский С. А., Худяков М. П.** — Методика проектирования технологических комплексов. Часть 3. Проектирование инструмента. № 10.
- Русановский С. А., Худяков М. П., Климов Ю. В.** — Проектирование технологических комплексов. Ч. 1. Разработка методики проектирования. № 7. Часть 2. Применение методики для нестационарных технологических комплексов. № 8.
- Рызванович А. Я., Генералов В. А., Рудаков А. А.** — Использование привода токарно-винторезного станка в качестве генератора крутильных колебаний шпинделя. № 4.
- Самодурова М. Н., Барков Л. А., Латфулина Ю. С.** — Новые конструкции контактных головок токосъемников троллейбусов с графитопластовыми вставками. № 1.
- Свяженинов Е. Д.** — Резонансное возбуждение вращающихся волн в кольцевых зонах. № 11.
- Семенов В. И., Чирков А. Ю.** — Механизм формирования структуры в метастабильном расплаве и оценка ее пространственного масштаба. № 9.
- Сиротин П. В., Лебединский И. Ю., Жилейкин М. М., Сысоев М. И.** — Стенд для исследования статических и динамических характеристик виброизоляторов. № 4.
- Степанов А. В., Степанов Ю. А.** — Компьютерный синтез полного многообразия структур плоских механизмов с заданным числом звеньев. № 2.
- Тимофеев Г. А., Цуканов О. Н.** — Анализ контактных напряжений в цилиндро-конических зубчатых передачах на этапе синтеза в обобщающих параметрах. № 4.
- Толочко Н. К., Сокол О. В.** — Методологические аспекты оценки эффективности аддитивной технологии листового ламинирования. № 10.
- Трояновская И. П., Житенко И. С., Новикова И. Ю.** — Роликовый стенд с кинематическим рассогласованием беговых барабанов. № 3.
- Уразбахтин Ф. А., Уразбахтина А. Ю.** — Многофакторная математическая модель критичности процесса сварки изделий из алюминий-магниевого сплава. № 3.
- Устарханов О. М., Муселемов Х. М., Устарханов Т. О., Гаппаров Х. М.** — Влияние сближения слоев трехслойной конструкции на ее напряженно-деформированное состояние. № 12.
- Хлопонин В. Н.** — Использование свойств однополостного гиперболоида в роликоподшипниках с цилиндрическими роликами качения. № 9.
- Царапкин Р. А., Иванов В. Н., Бирюков В. И.** — Графический метод оценки запасов устойчивости к акустическим колебаниям в камерах ракетных двигателей по шумам горения. № 8.
- Черепанов А. П.** — Обоснование модели ресурса технических устройств. № 6.
- Чижиков В. И., Курнасов Е. В.** — Математическая модель взаимодействия двух роботов при синхронном выполнении совместной работы. № 7.
- Чумакова Л. А.** — Расчет внешних нагрузок в приводе клетки редукционного стана. № 5. Определение момента силы упругости на участке приводной линии с зазором в клетке редукционного стана. № 11.
- Шатохин С. Н., Курзаков А. С., Брунгардт М. В.** — Оптимальное проектирование гидростатических шпиндельных опор с пассивным дроссельным регулированием нагнетания рабочей жидкости. № 9.
- Шкаруба Н. Ж., Леонов О. А.** — Обоснование допускаемой погрешности измерений при контроле отклонений формы и расположения поверхностей деталей. № 12.
- Щелкунов Е. Б., Виноградов С. В., Щелкунова М. Е., Пронин А. И., Буравицын Д. А.** — Систематизация механизмов параллельной структуры с возможностью реконфигурирования. № 2.
- Щерба В. Е., Тегжанов А. С., Болштянский А. П.** — Математическая модель рабочих процессов сжатия и нагнетания в бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машине при значительном отношении номинальных давлений нагнетания в компрессорной и насосной секциях. № 9.
- Юшин Е. С., Быков И. Ю.** — Аналитическая оценка прогнозных показателей эксплуатационной надежности установок электроцентробежных насосов на основе эмпирических наблюдений за их отказами. № 5.
- Яковлев А. А., Шостенко С. В., Бориско С. Н., Поступаева С. Г.** — Автоматизированное устройство подачи смазывающе-охлаждающего технологического средства в зону резания при обработке деталей концевыми фрезами. № 2.
- Яковлев С. Н.** — Экспериментальное исследование нагрева полиуретанового амортизатора при циклическом нагружении. № 12.
- Яманин А. И.** — Вибродинамические параметры двигателей с альтернативными рабочими процессами. № 8.

*Проблемы трибологии —
трения, изнашивания и смазки*

- Албагачиев А. Ю., Ставровский М. Е., Сидоров М. И., Рагуткин А. В.** — Обратные задачи кинетики накопления повреждений и разрушения материалов при трении. № 1.
- Меделяев И. А.** — Контактное взаимодействие деталей машин при смазывании. № 1.
- Ширзадов Ф. М., Садыхов А. И.** — Исследование триботехнических свойств чугуна EN-GJV-400, модифицированного методом TiG в магнитном поле высокой частоты. № 8.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

- Адашкин А. М.** — Особенности индукционного нагрева при закалке инструментов из быстрорежущей стали. № 12.
- Албагачиев А. Ю., Страмцова Е. С., Кулаков О. И.** — Моделирование температуры при обработке моноколеса компрессора. № 7.
- Алехин А. Г., Силаев А. А., Трушников М. А., Нестеров Н. А.** — Автоматная модель дискретно-логической системы управления конвейерным производством. № 4.
- Алешин Н. П., Григорьев М. В., Крысько Н. В., Кусый А. Г.** — Моделирование взаимодействия пучка

- упругих колебаний с поверхностью объекта при акустическом неразрушающем контроле. № 5.
- Алешин Н. П., Коберник Н. В., Панкратов А. С., Петрова В. В.** — Термодинамическое моделирование образования карбидов хрома в наплавленном металле. № 7.
- Архипов В. Е., Лондарский А. Ф., Москвитин Г. В., Пугачев М. С.** — Структура и свойства покрытия на основе частиц меди и цинка, нанесенного газодинамическим напылением. № 3.
- Ахметханов Р. С.** — Фрактальный анализ тепловых полей при неразрушающем контроле композиционных материалов. № 1.
- Базров Б. М., Гайнутдинов Т. М.** — Факторы, влияющие на выбор технологических баз при изготовлении детали. № 1. Определение минимального числа технологических баз детали. № 9.
- Белевский Л. С., Леванцевич М. А., Дема Р. Р., Дерябина Л. В., Усатая Т. В., Латыпов О. Р.** — Способы модификации поверхностей гибким инструментом и их практическое применение. Часть 1. Пластическое деформирование поверхностного слоя с одновременным нанесением функциональных покрытий вращающимися проволочными щетками. № 2. Часть 2. Практическое применение фрикционного плакирования вращающимися проволочными щетками. № 3.
- Беляев Е. С., Ванягин А. В., Гордеев Б. А., Ерофеев В. И., Охулков С. Н.** — Метрологические характеристики частотного метода измерения вязкости магнито-реологических жидкостей в ротационном вискозиметре. № 10.
- Бердиев Д. М., Юсупов А. А.** — Повышение износостойкости зубьев зубчатых колес циклической закалкой с индукционным нагреванием. № 3.
- Бобровский А. В., Драчев О. И., Горшков Б. М.** — Технология обработки шпоночных пазов в длинномерных маложестких валах. № 1.
- Богинский А. И., Чурсин А. А.** — Цифровые модели для оптимизации производственно-технологических процессов. № 2.
- Великанов Н. Л., Наумов В. А., Корягин С. И.** — Регулирование работы трехплунжерного насоса. № 6.
- Гафаров А. М., Гафарзаде Х. В.** — Математическое моделирование процесса упругого раскатывания и оптимизация его параметров для снижения шероховатости обработанной поверхности высокоточных жестких тонкостенных деталей. № 11.
- Гафаров А. М., Садыгов В. Б., Мамедов Э. Д., Калбиев Ф. Б.** — Влияние технологических параметров доводочного шлифования на шероховатость поверхности. № 1.
- Генбач А. А., Бондарцев Д. Ю.** — Исследование предельного термического состояния капиллярно-пористых элементов теплоэнергоустановок. № 2.
- Глебов В. В., Матвеев Ю. И., Пачурин Г. В., Кузьмин Н. А., Нуждина Т. В.** — Статистический анализ влияния ряда факторов на магнитомягкие характеристики стали типа 23X15H7M2. № 3.
- Димов Ю. В., Подашев Д. Б.** — Применение промышленного робота для обработки кромок деталей. № 6. Остаточные напряжения при зачистке поверхностей эластичными абразивными кругами. № 7. Температура резания при обработке эластичными абразивными кругами. № 8.
- Евдокимов А. П.** — Демпфирующая способность резино-кордных оболочек вращения с учетом коэффициентов нелинейности. № 10.
- Еремин Е. Н., Лосев А. С., Бородихин С. А., Пономарев И. А.** — Применение боридных соединений для упрочнения стали системы Fe—Ni—Mn—Mo—V—Ti—Nb. № 7.
- Жарков В. А.** — Гибка листов и профилей на четырехвалковой машине для корпусов ракет, трубных и каркасных изделий. Часть 3. № 4. Гибка листов и профилей на четырехвалковой машине для корпусов ракет, трубных и каркасных изделий. Часть 4. № 8.
- Зайдес С. А., Лэ Хонг Куанг** — Оценка качества правки цилиндрических деталей поперечной обкаткой гладкими плитами. № 6.
- Зотов А. А., Волков А. Н., Бойков А. А.** — Проектирование и изготовление по технологии 3D-печати трехслойной сферической оболочки с дискретным наполнителем. № 8.
- Иванов Г. Ю., Фролов А. Д.** — Ультразвуковая пайка как способ сборки изделий из разнородных материалов. № 7.
- Кабалдин Ю. Г., Хлыбов А. А., Аносов М. С., Шатагин Д. А., Головин А. А.** — Исследование повреждаемости металлов в условиях низких температур № 4.
- Кабалдин Ю. Г., Хлыбов А. А., Аносов М. С., Шатагин Д. А.** — Исследование хладостойкости металлов индентированием с регистрацией сигнала акустической эмиссии. № 8.
- Каблов Е. Н., Антипов В. В., Гирш Р. И., Серебренникова Н. Ю., Коновалов А. Н.** — Конструируемые слоистые материалы на основе листов из алюминий-литиевых сплавов и стеклопластиков в конструкциях летательных аппаратов нового поколения. № 12.
- Кайгородов С. Ю.** — Визуализация течения рабочей жидкости через резистивный гидродиод прямоугольного сечения. № 3. Экспериментальное подтверждение возможности применения гидравлического диода в линии нагнетания прямозубого роторного насоса. № 4.
- Коберник Н. В., Панкратов А. С., Михеев Р. С., Орлик А. Г., Сорокин С. П., Петрова В. В., Строителев Д. В.** — Применение карбидов хрома в наплавочных материалах, предназначенных для получения стойких к абразивному изнашиванию покрытий. № 9.
- Козлов Г. В., Долбин И. В.** — Сравнение эффективности углеродных нанотрубок и графена как армирующей компоненты нанокompозитов. № 1.
- Кондратенко Л. А., Миронова Л. И.** — Определение остаточных напряжений при роликовом вальцевании теплообменных труб. № 11.
- Копылов Ю. Р., Бирюков М. И.** — Портативный станочный модуль с лазерной системой базирования для обработки изношенных клиновых пазов рамы тележки подвижного состава. № 1.
- Крыхтин Ю. И., Карлов В. И.** — Разработка технологических основ изготовления, исследование и испытание новых фрикционных изделий сухого трения на основе железа для трансмиссий легких гусеничных машин. № 2.
- Кычкин А. А., Кычкин А. К., Лебедев М. П., Татаринцева О. С., Зимин Д. Е.** — Исследование физико-механических свойств базальтокомпозитов на основе эпоксиангидридного связующего, модифицированного силикатными наночастицами. № 2.

- Лебединский К. В., Курносос Н. Е.** — Установка для получения сферических порошков металлов для аддитивных технологий. № 5.
- Леванцевич М. А., Пилипчук Е. В., Максимченко Н. Н., Белевский Л. С., Дема Р. Р.** — Применение планирования эксперимента для выбора оптимальных режимов электродеформационного плакирования гибким инструментом. № 5.
- Магомедов М. Х., Магомедов Г. Х., Громов А. Е., Яковлев А. В.** — Прецизионный гравировальный станок-автомат интегрированной компьютерно-копировальной системы. № 11.
- Малыгин В. И., Кувалдин Ю. И., Обловацкая Н. С., Лаптева Е. Н., Слущков В. А.** — Влияние параметров ультразвуковой финишной обработки на шероховатость обработанных поверхностей деталей из инструментальных сталей. № 12.
- Малыхин В. В., Гайдаш Н. М., Романенко Е. Ф., Новиков С. Г., Новиков Ф. В., Дема Р. Р.** — Повышение эффективности обработки деталей с износостойкими наплавочными сплавами. № 4.
- Матлин М. М., Казанкин В. А., Казанкина Е. Н., Мозгунова А. И.** — Контактная жесткость сопряженных поверхностей деталей в условиях динамического нагружения. № 6. Использование дефекта модуля упругости для диагностики пластической деформации металла. № 10.
- Моргунов Ю. А., Саушкин Б. П., Фомичев А. О., Хомякова Н. В.** — Электрохимическое удаление дефектного слоя после электроэрозионного формообразования. № 7.
- Моргунов Ю. А., Саушкин Б. П., Хомякова Н. В.** — Анализ точности электромеханической микрообработки. № 6.
- Мураткин Г. В., Сарафанова В. А.** — Правка валов поверхностным пластическим деформированием с упругим изгибом заготовки в процессе обработки. № 5.
- Недолужко А. И., Котесова А. А.** — Разгонные течения псевдопластических и дилатантных неньютоновских жидкостей в прямых трубопроводах. № 5.
- Окулов Р. А., Семенова Н. В.** — Разработка математической модели влияния толщины стенки на интенсивность деформации при профилировании труб волочением. № 6.
- Онищенко А. К.** — Водородная деградация материалов при термообработке заготовок из сталей и титановых сплавов. № 1.
- Орлов И. Ю., Крюков С. А., Байдакова Н. В.** — Совершенствование абразивных инструментов повышением их структурно-механических характеристик. № 12.
- Панайоти В. А., Мешков В. В., Курнасоев Е. В.** — Технология снижения температуры при шлифовании быстрорежущей стали. № 1.
- Пачурин Г. В., Гончарова Д. А., Кузьмин А. Н., Геворгян Г. А.** — Усталость конструкционных материалов в коррозионно-активных средах. № 12.
- Певзнер М. З., Смертин С. А.** — Особенности фрезерования проката и методы его совершенствования. № 5.
- Платонов В. И., Чудин В. Н., Романов П. В.** — Сварка давлением оболочек при ползуче-пластическом сжатии. № 12.
- Полянский С. Н., Бутаков С. В., Ольков И. С., Александров В. А.** — Обработка поверхностей деталей в авиационном строении. № 8.
- Расулов Н. М., Надиров У. М., Алекберов М. З.** — Обобщенная система технологических связей при механической обработке и ее применение. № 7.
- Расулов Ф. Р.** — Улучшение свойств поверхностного слоя чугуновых отливок. № 12.
- Салина М. С., Закиров И. М., Катаев Ю. П., Файзуллина Н. М.** — Влияние времени разгрузки на остаточную кривизну детали после сопряженной гибки листовой заготовки на валах с ластичным покрытием. № 4.
- Сахвадзе Г. Ж., Сахвадзе Г. Г., Кавтарадзе Р. З.** — Применение лазерно-ударно-волновой обработки для повышения трещиностойкости материалов. № 10.
- Тамаркин М. А., Тищенко Э. Э., Верченко А. В., Новокрещенов С. А.** — Формирование качества поверхностного слоя при гидроабразивной резке. № 3.
- Терещук В. С.** — Электролизная установка для получения водорода и выделяемой теплоты. № 4.
- Тюлин А. Е., Чурсин А. А.** — Основы технологии построения интеллектуальной системы управления созданием уникальной продукции. № 8.
- Феофанов А. Н., Овчинников В. В., Губин А. М.** — Влияние подачи инструмента на механические свойства стыковых соединений при сварке трением с перемешиванием алюминиевых сплавов. № 8.
- Фомин М. В., Чернышев О. Р.** — Численное моделирование течения газа через проточную часть многоступенчатого турбомолекулярного вакуумного насоса. № 4.
- Цветков М. В., Никитин А. А.** — Применение сверхвысокочастотного лазерного полиэтлена в гидроприводе. № 6.
- Шавва М. А., Грубый С. В.** — Алмазное шлифование твердосплавных пуансонов шлифовальными кругами с многослойным композиционным электролитическим покрытием. № 7.
- Шаймарданов А. Н., Кузнецова В. Н.** — Влияние крутящего момента рабочего органа холодной фрезы на мощность ее привода и качество обработанной поверхности. № 11.

Теория и практика резания материалов

- Адаскин А. М., Кириллов А. К., Кутин А. А.** — Улучшение обрабатываемости резанием жаропрочного сплава на основе хрома. № 6.
- Бердиев Д. М., Умарова М. А., Тошматов Р. К.** — Особенности фазовых и структурных превращений конструкционных сталей при нетрадиционных режимах термической обработки. № 10.
- Галкин М. Г., Смагин А. С., Пупырева А. С.** — Математическое моделирование влияния параметров режима резания на качество обрабатываемых поверхностей из алюминиевых сплавов. № 10.
- Григорьев С. Н., Селиванов А. С., Бобровский И. М., Канатников Н. В., Пашментова А. С.** — Исследование влияния конструкции режущей части инструмента на силу резания при обработке колес с незвольвентным профилем зубьев. № 1.
- Древаль А. Е.** — Влияние выбора критерия износа на разработку быстрорежущих машинно-ручных метчиков. № 7.
- Железнов Г. С., Андреева С. Г.** — Определение отклонений размера и формы отверстий при развертывании. № 1.

- Кабалдин Ю. Г., Шатагин Д. А., Аносов М. С., Кузьмина А. М.** — Цифровой двойник процесса стружкообразования. № 11.
- Карпачев А. Ю., Воякин А. С.** — Усталостная прочность дискового режущего инструмента роботизированного оборудования. № 10.
- Ким В. А., Якубов Ч. Ф.** — Влияние контактно-фрикционного взаимодействия при резании на качество обработки. № 3.
- Кисель А. Г., Титов Ю. В., Тодер Г. Б., Белан Д. Ю.** — Метод прогнозирования снижения силы резания при токарной обработке заготовок из конструкционных сплавов с применением СОЖ. № 10.
- Мокрицкий Б. Я., Савинов Д. А., Конохова Я. В.** — Управление эффективностью процесса резания на основании анализа массогабаритных параметров твердосплавных сменных пластин. № 11.
- Перминов А. Е., Бабин С. В.** — Оптимизация вектора силы резания при встречном фрезеровании. № 10.
- Реченко Д. С., Белова Д. Г.** — Исследование механики процесса микрорезания и формирования застойной зоны. № 12.
- Тополов Д. Ю.** — Обеспечение устойчивого резания при фрезеровании. № 9.
- Утенков В. М., Досько С. И., Молчанов А. А., Куць В. А.** — Сравнительный анализ методов оценки динамических свойств инструмента как парциальной системы. № 9.
- Шеров К. Т., Айнабекова С. С., Тусупова С. О., Сагитов А. А., Иманбаев Е. Б.** — Исследование термофрикционной отрезки с импульсным охлаждением методом конечных элементов. № 8.
- Юсубов Н. Д., Аббасова Г. М.** — Управление обработкой при многоинструментной двухсуппортной наладке. № 3.

Обработка материалов без снятия стружки

- Адакин В. А., Чихранов А. В.** — Напряженные состояния инструмента и заготовки при многопроходном холодном накатывании прямоугольных шлицев на валах. № 7.
- Белан Д. Ю., Тодер Г. Б., Аверков К. В., Титов Ю. В.** — Пластическое деформирование пластин коллектора при ремонте электродвигателя. № 5.
- Ганиева В. Р., Сайтова Э. Р., Тулупова О. П., Еникеев Ф. У., Круглов А. А.** — Формообразование цилиндрических оболочек из прямоугольных сварных пакетов. № 6.
- Евдокимов А. П., Громько А. Н., Миронов А. А.** — Математическое моделирование упругопластического деформирования трубчатых энергопоглощающих элементов при статическом и ударном нагружении. № 3.
- Кострюков А. А., Щедрин А. В., Бекаев А. А.** — Математическая модель для прогнозирования сил волочения сплошных цилиндрических заготовок с модифицированным поверхностным слоем. № 2.
- Кравченко Г. Н., Кравченко К. Г.** — Повышение усталостной прочности деталей из высокопрочной стали многократной обработкой дробью. № 8.
- Швецов А. Н., Скуратов Д. Л.** — Влияние параметров алмазного выглаживания на состояние обработанного поверхностного слоя заготовок из высокопрочной стали 30ХГСН2А-ВД. № 5.

- Щедрин А. В., Алешин В. Ф., Бекаев А. А., Чихачева Н. Ю.** — Комбинированное дорнование цилиндрических заготовок с модифицированной поверхностью отверстия. № 7.

ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ И БЕЗОПАСНОСТИ

- Гайсин С. В., Кутенев В. Ф.** — Влияние конструкции автомобиля на выбросы твердых частиц в окружающую среду крупных городов. № 1.

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Амиров Ф. Г.** — Объединение инструментальных блоков в позиции механической обработки сплавов с направленной кристаллизацией эвтектических структур на многопоточных автоматических линиях. № 10.
- Глущенко В. В.** — Проектирование систем технического сервиса изделий машиностроения. № 8.
- Глущенко В. В., Глущенко И. И.** — Стратегическое управление рисками инновационной деятельности в машиностроении. № 2.
- Калмыков Ю. П.** — Перспективы развития отечественной автомобильной промышленности. № 9.
- Корнеев В. П., Чурсин А. А., Юдин А. В.** — Информационно-аналитическая система управления проектированием и созданием изделий с оптимизацией затрат. № 10.
- Омельченко И. Н., Лазаренко А. Г.** — Когнитивная модель цеховых логистических комплексов. Структуры функций и исполнительных средств. № 3.
- Ушаков М. В., Воробьев И. А., Колесников А. М.** — Особенности применения стандартов на основные нормы взаимозаменяемости при измерении и контроле размеров деталей. № 10.
- Фасхиев Х. А.** — Управление качеством и конкурентоспособностью изделий. № 10.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

- Василенко В. Н., Фролова Л. Н., Михайлова Н. А., Драган И. В., Таркаева Д. А.** — Оборудование для производства высокоэффективных комбикормов нового поколения. № 6.
- Кондусов Д. В., Сергеев А. И., Кондусова В. Б.** — Использование инвариантных Ну-моментов для сравнения 3D-моделей. № 4.
- Косых А. А., Рубахин А. И.** — Машиностроительные активности в системе технического обслуживания и ремонта оборудования компании "Группа НЛМК". № 5.
- Супрун Р. В.** — Обеспечение беспристрастности органа, проводящего аудит и сертификацию систем менеджмента. № 7.
- Труханов В. М., Султанов М. М., Кухтик М. П.** — Оценка стабильности параметров и надежности энергетического оборудования тепловых электростанций при их производстве и испытаниях. № 12.
- Хадеев Р. Г.** Механизм сцепления, обеспечивающий увеличение крутящего момента. № 11.