

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ  
ЖУРНАЛ ВХОДИТ В ПЕРЕЧЕНЬ УТВЕРЖДЕННЫХ ВАК РФ ИЗДАНИЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИИ ТРУДОВ СОИСКАТЕЛЕЙ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ ПО ГРУППАМ НАУЧНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ: 01.02.01 — Теоретическая механика, 01.02.04 — Механика деформируемого твердого тела, 01.02.06 — Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры, 05.02.02 — Машиноведение системы приводов и детали машин, 05.02.04 — Трение и износ в машинах, 05.02.05 — Роботы, мехатроника и робототехнические системы, 05.02.07 — Технология и оборудование механической и физико-технической обработки, 05.02.10 — Сварка, родственные процессы и технологии, 05.02.11 — Методы контроля и диагностика в машиностроении, 05.02.13 — Машины, агрегаты и процессы, 05.02.18 — Теория механизмов и машин, 05.04.11 — Атомное реакторостроение, машины, агрегаты и технология материалов атомной промышленности

2021 Том 22  
12 (257)

### СОДЕРЖАНИЕ

#### Технологичность конструкции

Кропотова Н.А. Технологическая разработка эргономичного прицепа для пожарно-спасательных подразделений . . . . . 531

#### Современные технологии сборки

Микаева С.А., Микаева А.С. Сборка полуавтоматического станка гибки кварцевых трубок для производства источников ультрафиолетового излучения . . . . . 536

#### Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Иванов В.Е., Пучков П.В. Исследование технического состояния объектов машиностроения на основе компьютерного моделирования на примере разработки зажимов для устранения неисправностей пожарных рукавов . . . . . 543

#### Трение и смазка в машинах и механизмах

Поляков П.А. Метод проектирования тормозного механизма дисково-колодочного типа с использованием структурно-параметрического синтеза тормозного механизма . . . . . 547

Харламов П.В. Исследование образования вторичных структур фрикционного переноса на поверхности стальных образцов при реализации технологии металлоплакирования . . . . . 556

Шишкарев М.П. Применение двухконтурной отрицательной обратной связи в адаптивных фрикционных муфтах . . . . . 561

#### В помощь конструктору, технологу

Зуев Е.А., Воробьев А.К., Зуева М.Н. Обеспечение долговечности колонн гидравлических прессов с помощью бандажирования гайки при частичном разрушении резьбы . . . . . 568

Руднева Л.Ю., Зайцев И.Ю. Автоматизированные системы управления машиностроительным технологическим оборудованием на основе многоуровневой сети ЭВМ . . . . . 572

Председатель редакционного совета  
В.И. КОЛЕСНИКОВ, академик РАН

#### Редакционный совет

##### МОСКВА

А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор), д.т.н., проф.  
В.В. БАРДУШКИН, д.ф.-м.н.  
И.А. БУЯНОВСКИЙ, д.т.н., проф.  
М.В. ВАРТАНОВ, д.т.н., проф.  
С.М. ЗАХАРОВ, д.т.н.  
И.Н. ЗИНИНА, к.т.н., доц.  
Ю.Л. ИВАНОВ, д.т.н.  
А.В. ИГНАТОВ, к.т.н., доц.  
А.И. КУМЕНКО, д.т.н., проф.  
И.А. ЛЮБИНИН, к.т.н.  
Б.В. ШАНДРОВ, к.т.н., проф.  
А.Г. ХОЛОДКОВА, к.т.н., проф.

#### Региональные редсоветы

##### ВЛАДИВОСТОК

Ю.Н. КУЛЬЧИН, акад. РАН  
А.А. СУПОНЯ, к.т.н.

##### ВОЛГОГРАД

В.И. ЛЫСАК, акад. РАН

##### ИЖЕВСК

И.В. АБРАМОВ, д.т.н., проф.  
В.Г. ОСЕТРОВ, д.т.н., проф.  
Б.А. ЯКИМОВИЧ, д.т.н., проф.

##### КАЗАНЬ

Р.И. АДГАМОВ, д.т.н., проф.

##### КОВРОВ

Ю.З. ЖИТНИКОВ, д.т.н., проф.

##### КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ

Б.Н. МАРЬИН, д.т.н.  
А.М. ШПИЛЕВ, д.т.н., проф.

##### НИЖНИЙ НОВГОРОД

С.В. ГОЛУБЕВ, инж.

##### ОРЕЛ

Ю.С. СТЕПАНОВ, д.т.н., проф.  
Г.А. ХАРЛАМОВ, д.т.н., проф.

##### ОРЕНБУРГ

А.Н. ПОЛЯКОВ, д.т.н., проф.  
А.И. СЕРДЮК, д.т.н., проф.  
А.П. ФОТ, д.т.н., проф.

##### ПЕРМЬ

С.М. БЕЛОБОРОДОВ, д.т.н.  
В.Ф. МАКАРОВ, д.т.н.

##### РОСТОВ-НА-ДОНУ

А.А. РЫЖКИН, проф.  
И.В. КОЛЕСНИКОВ, д.т.н., проф.  
А.П. СЫЧЕВ

##### РЫБИНСК

В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ, д.т.н., проф.  
В.В. НЕПОМИЛУЕВ, д.т.н., проф.  
А.Н. СЕМЕНОВ, д.т.н., проф.

##### САМАРА

Ю.А. ВАШУКОВ, к.т.н., доц.  
М.А. ЕВДОКИМОВ, д.т.н., проф.

##### САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

Е.В. ШАЛОБАЕВ, к.т.н., проф.

##### ТОМСК

А.В. КОЛУБАЕВ, д.ф.-м.н.  
В.Е. ПАНИН, акад. РАН

##### ТУЛА

А.А. МАЛИКОВ, д.т.н., проф.  
В.В. ПРЕЙС, д.т.н., проф.

##### ХАБАРОВСК

В.И. ШПОРТ, д.т.н., проф.

##### Беларусь

##### МИНСК

В.Л. БАСИНОК, д.т.н.  
М.Л. ХЕЙФЕЦ, д.т.н., проф.

##### ГОМЕЛЬ

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н.

##### Украина

##### КИЕВ

А.С. ЗЕНКИН, д.т.н., проф.  
В.А. МАТВИЕНКО, к.т.н.

##### ДОНЕЦК

А.Н. МИХАЙЛОВ, д.т.н., проф.

##### Польша

П. ЛЕБОВСКИ, д.т.н.  
Е. ЛУНАРСКИ, д.т.н.

#### Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Е.М. НУЖДИНА, И.М. ГЛИКМАН

Журнал зарегистрирован в РОСКОМНАДЗОРЕ.  
Свидетельство о регистрации ПИ № ФС 77-63953  
от 09.12.2015 г.

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индекс по каталогу "Пресса России" — 84967) или непосредственно в издательстве  
Тел.: 8 (499) 269-54-98, 269-54-96  
E-mail: sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru  
Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.

THE MONTHLY  
JOURNAL  
FOR SCIENTISTS  
AND MANUFACTURERS

# ASSEMBLING



THE JOURNAL IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERING

THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY RF FOR DISSERTATION PUBLICATION BY GROUPS OF SCIENTIFIC SPECIALTIES: 01.02.01 — Theoretical mechanics, 01.02.04 — Mechanics of a deformable solid, 01.02.06 — Dynamics, durability of machines, devices and apparatus, 05.02.02 — Machine science of drive systems and machine parts, 05.02.04 — Friction and wear in machines, 05.02.05 — Robots, mechatronics and robotic systems, 05.02.07 — Technology and equipment for mechanical, physical and technical processing, 05.02.10 — Welding, related processes and technologies, 05.02.11 — Control methods and diagnostics in mechanical engineering, 05.02.13 — Machines, units and processes, 05.02.18 — Theory of mechanisms and machines, 05.04.11 — Nuclear reactor construction of machine, units and technology of the nuclear industry materials

2021 Vol. 22  
12 (257)

## CONTENTS

### *Manufacturability of a construction*

**Kropotova N.A.** Technological development of an ergonomic trailer for fire and rescue units ..... 531

### *Modern technologies in assembly*

**Mikaeva S.A., Mikaeva A.S.** Assembly of a semi-automatic quartz tube bending machine for the production of ultraviolet radiation sources ..... 536

### *Quality assurance. Testing. Monitoring*

**Ivanov V.E., Puchkov P.V.** Investigation of the technical condition of mechanical engineering objects based on computer modeling on the example of the development of clamps for troubleshooting fire hoses ..... 543

### *Friction & lubrication in machines and mechanisms*

**Polyakov P.A.** The method of designing a disc-pad brake mechanism of the structural-parametric synthesis of the brake mechanism ..... 547

**Kharlamov P.V.** Study of formation of secondary structures of frictional transfer on surface of steel samples in implementation of metal-plating technology ..... 556

**Shishkarev M.P.** Using a two circuit negative feedback in adaptive friction clutches ..... 561

### *Industrial and design engineer's aid*

**Zuev E.A., Vorobyev A.K., Zueva M.N.** Ensuring durability the column of hydraulic presses with the use of a nut bandage in case of partial failure of the thread ..... 568

**Rudneva L.Yu., Zaytcev I.Yu.** Automated control systems for machine-building technological equipment based on a multi-level computer network ..... 572

**Chair of Editorial Advisory Board —  
Member of Russian Academy of Science**  
V.I. KOLESNIKOV

### Editors

#### MOSCOW

A.S. VASIL'EV  
(Chief editor)  
V.V. BARDUSHKIN  
I.A. BUYANOVSKY  
M.V. VARTANOV  
S.M. ZAKHAROV  
I.N. ZININA

Yu.L. IVANOV  
A.V. IGNATOV  
A.I. KUMENKO  
I.A. LUBININ  
B.V. SHANDROV  
A.G. KHOLODKOVA

### Regional editors

#### VLADIVOSTOK

Yu.N. KULSHIN  
A.A. SUPONIA

#### VOLGOGRAD

V.I. LYSAK

#### IZHEVSK

I.V. ABRAMOV  
V.G. OSETRV  
B.A. YAKIMOVICH

#### KAZAN

R.I. ADGAMOV

#### KOVROV

Yu.Z. ZHITNIKOV

#### KOMSOMOLSK-ON-AMUR

B.N. MARJIN  
A.M. SHPILEV

#### NIZHNY NOVGOROD

S.V. GOLUBEV

#### OREL

Yu.S. STEPANOV  
G.A. KHARLAMOV

#### ORENBURG

A.N. POLYAKOV  
A.I. SERDUK  
A.P. FOT

#### PERM

S.M. BELOBORODOV  
V.F. MAKAROV

#### ROSTOV-ON-DON

A.A. RYZHKIN  
I.V. KOLESNIKOV  
A.P. SYCHEV

#### RYBINSK

V.F. BEZIAZYCHNYI  
V.V. NEPOMILUEV  
A.N. SEMENOV

#### SAMARA

Yu.A. VASHUKOV  
M.A. EVDOKIMOV

#### ST.-PETERSBURG

E.V. SHALOBAEV

#### TOMSK

A.V. KOLUBAEV  
V.E. PANIN

#### TULA

A.A. MALIKOV  
V.V. PREYS

#### KHABAROVSK

V.I. SCHPORT

#### Belarus

#### MINSK

V.L. BASINJUK  
M.L. KHEIFETZ

#### GOMEL

V.E. STARZHINSKI

#### Ukraine

#### KIEV

A.S. ZENKIN  
V.A. MATVIENKO

#### DONETSK

A.N. MIKHAILOV

#### Poland

P. LEBKOVSKI  
E. LUNARSKII

### Executive editors of current issue:

E.M. NUZHINA, I.M. GLIKMAN

Journal is distributed on subscription, which can be issues in any post office (index on the catalogue of the "Pressa Rossii" — 84967) or directly in editorial of the journal.

Ph.: 8 (499) 269-54-98, 269-54-96

E-mail: sborka@mashin.ru, <http://www.mashin.ru>

The reference to the *Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal* during reprint of the materials is mandatory.

Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

The journal is registered by ROSKOMNADZOR.  
Registration certificate ПИ № ФС 77-63953. 09.12.2015

Н.А. Кропотова, канд. хим. наук

(Ивановская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России, г. Иваново)

E-mail: nzhirova@yandex.ru

## Технологическая разработка эргономичного прицепа для пожарно-спасательных подразделений

*Проанализировано использование пожарно-технического вооружения для тушения ландшафтных пожаров и ремонта техники. Предложена модернизация имеющейся техники за счет разработки универсального прицепа-тележки, которая решает две инженерно-исследовательские задачи: обеспечение пожаротушения и проведение погрузочно-разгрузочных работ. Описана технологическая конструкция всех этапов разработки от эскиза до 3D-модели. Отличительная особенность предлагаемой конструкции — универсальность: возможность использовать как тележку, так и прицеп к малогабаритной технике, например, к квадроциклу, который служит дополнением к имеющемуся вооружению и способствует увеличению эффективности тушения ландшафтных пожаров и проведения разведывательных и поисковых операций.*

*The use of fire-technical weapons for extinguishing landscape fires and repairing equipment is analyzed. The modernization existing equipment is proposed by developing a universal trailer trolley, which solves two engineering and research tasks: providing fire extinguishing and carrying out loading and unloading operations. The technological design of all stages of development from a sketch to a 3D model is described. A distinctive feature of the proposed design is its versatility: the ability to use both a trolley and a trailer for small-sized equipment, for example, an ATV, which serves as an addition to existing weapons and contributes to increasing the effectiveness of extinguishing landscape fires and conducting reconnaissance and search operations.*

**Ключевые слова:** тележка-прицеп, технологическая конструкция, универсальная техника, пожарно-техническое вооружение, разведка пожара, ландшафтный пожар, безопасность, мониторинг.

**Keywords:** trailer trolley, technological design, universal equipment, fire-technical weapons, fire reconnaissance, landscape fire, safety, monitoring.

Обеспечение вопросов безопасности — первоочередная мера при организации различных видов работ, проводимых структурными подразделениями пожарной охраны. Как правило, ни одно мероприятие не обходится без средств передвижения личного состава и доставки огнетушащего вещества к месту тушения пожара. Износ любой техники сопровождается сопутствующими усталостными, корродирующими, разрушающими последствиями, а пожарная техника на 30 % больше, чем любая другая, например, грузовая техника тяжелого и среднего класса, подвержена износу [1]. Состоящие на вооружении оперативных пожарно-спасательных подразделений модели парка основных пожарных автомобилей (ПА) во многом устарели,

имеют недопустимо низкий ресурс и недостаточные динамические показатели, что приводит к учащению ремонтных работ пожарно-технического вооружения. Отсюда возникает необходимость в обеспечении подразделений оборудованием для повышения эффективности и качества ремонтных работ, что подтверждает актуальность данного исследования.

Своевременное и качественное техническое обслуживание пожарной техники — важнейший элемент ее эксплуатации и должно обеспечивать: постоянную готовность техники к использованию; безопасность ее применения; устранение причин, вызывающих преждевременный износ, старение, разрушение, неисправности и поломки составных частей

и механизмов; надежную работу техники в течение установленных межремонтных ресурсов и сроков их службы до ремонта и списания; минимальный расход горючего, смазочных и других эксплуатационных материалов.

Использование малогабаритных лесопатрульных комплексов, снегоболотоходов и квадроциклов для мониторинга окружающей среды и разведки проблемных зон, очагов возможных загораний (туристическая зона, торфяники) в значительной мере упрощает, а в большинстве случаев и решает вопросы техносферной и пожарной безопасности, многие задачи по предотвращению (профилактике) распространения, а в некоторых случаях ликвидации ландшафтных пожаров. Использование пожарных автоцистерн для решения этих задач, ввиду отсутствия путей проезда, либо затруднительно, либо нецелесообразно из-за низкой эффективности их применения, прокладки магистральных рукавных линий большой протяженности для тушения, большой протяженности фронта ландшафтного пожара и высокой скорости расхода воды. А в условиях сильного ветра может нести угрозу для личного состава и техники, по причине удаленности личного состава от машин на большие расстояния и трудно-прогнозируемой быстроизменяющейся обстановки на месте пожара, и как следствие, либо низкой скоростью реакции, обусловленной вышеперечисленными факторами, либо возможностью быть отрезанными огнем от путей эвакуации.

Применение только основных пожарных автомобилей, оборудованных на шасси с полным приводом, для тушения ландшафтных пожаров допустимо, но как показывает практика, малоэффективно по ряду факторов, зависящих как от самой техники, от условий ее применения, так и от факторов, способствующих развитию ландшафтного пожара, а именно:

- ограниченная проходимость основных пожарных автомобилей, обусловленная массой и габаритными размерами техники;
- ограниченная мобильность при тушении с использованием рукавных линий в несколько рукавов;
- время, затрачиваемое на развертывание и последующее свертывание линий напорных рукавов;
- невозможность тушения, не прекращая движения;

- расход воды при использовании ручных стволов;
- высокий расход топлива при проезде участков местности, а также на работу насоса;
- количество задействованного личного состава;
- наличие широкого фронта и удаленность отдельных очагов пожара;
- высокая скорость распространения пожара;
- отсутствие путей подъезда и труднопроходимость местности;
- удаленность от источников пожарного водоснабжения.

Проанализируем основные типы пожарной техники, которые наиболее распространены и используются для решения вопросов пожарной безопасности ландшафтов. Основную долю техники, имеющейся на вооружении составляют пожарные прицеп-цистерны ЦВ-4(2) — более 80 %. В то же время на пожарах в 2020 г. использовали пожарные автомобили (АЦ-40 (131), АЦ-40 (130), АЦ-30 (66), АРС-14 и др.) — 59 % и пожарные прицепы-цистерны ЦВ-4(2) — 41 % (рис. 1). Это связано с отсутствием отопляемых гаражных боксов для размещения ЦВ-4(2), Поэтому в зимний период указанная техника находилась на консервации [2].

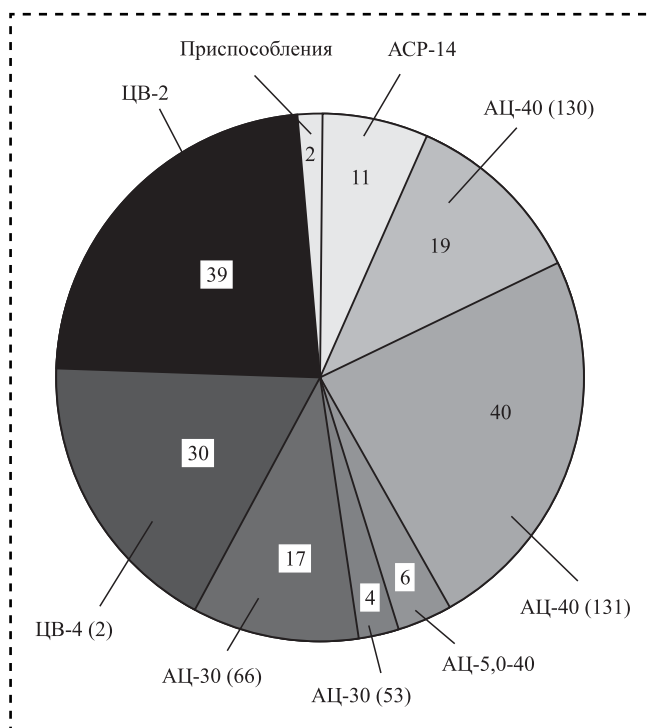


Рис. 1. Техника, применяемая в тушении пожаров, %

Основные причины невыезда техники:

- отсутствие закрепленной тракторной техники для передислокации пожарных прицепов-цистерн ЦВ-4(2);

- техническая неисправность;
- отсутствие на месте водителей;
- нехватка горюче-смазочных материалов.

Таким образом, применение пожарной техники часто нецелесообразно для проведения мониторинга ландшафта, а малогабаритная техника, например, квадроциклы, — неэффективна в пожаротушении. Техника должна быть многофункциональная с высокой проходимостью. Необходим универсальный комплекс, который решал бы вопросы проведения погрузки-разгрузки крупногабаритных объектов, а также обеспечивал пожаротушение.

Мобильные тяговые конструкции пожарно-спасательных частей ограничены применением стационарной лебедки для проведения погрузочно-разгрузочных работ. Ремонт пожарной техники на станциях технического обслуживания, которые оснащены передвижными козловыми кранами и мобильными тележками, не всегда возможен. В настоящее время разработаны конструкции грузовых мобильных платформ. Они достаточно просты, многофункци-

ональны как с конструкторской точки зрения, так и с экономической [3].

Удобство обращения, неприхотливость в обслуживании, высокие показатели проходимости и мобильности зарекомендовали снегоболотоходы в подразделениях МЧС России, как надежных помощников в работе пожарных и спасателей (рис. 2, *а*). Для решения вопросов грузоперевозки и снижения экономических затрат может выступать модель квадроцикла с грузовой тележкой (рис. 2, *б*), техническое решение которой представлено на рис. 2, *в*.

Применение данной техники достаточно широкое:

- эвакуация спасаемых, а в сочетании с прицепами — вывоз и спасение ценностей;
- оперативная доставка личного состава и средств пожаротушения к удаленным очагам пожара;
- организация и проведение разведки руководителем тушения пожара при тушении ландшафтных пожаров, при большом распространении фронта пожара, оценка (мониторинг) складывающейся оперативной обстановки, управление и расстановка техники на особо важных участках и направлениях;

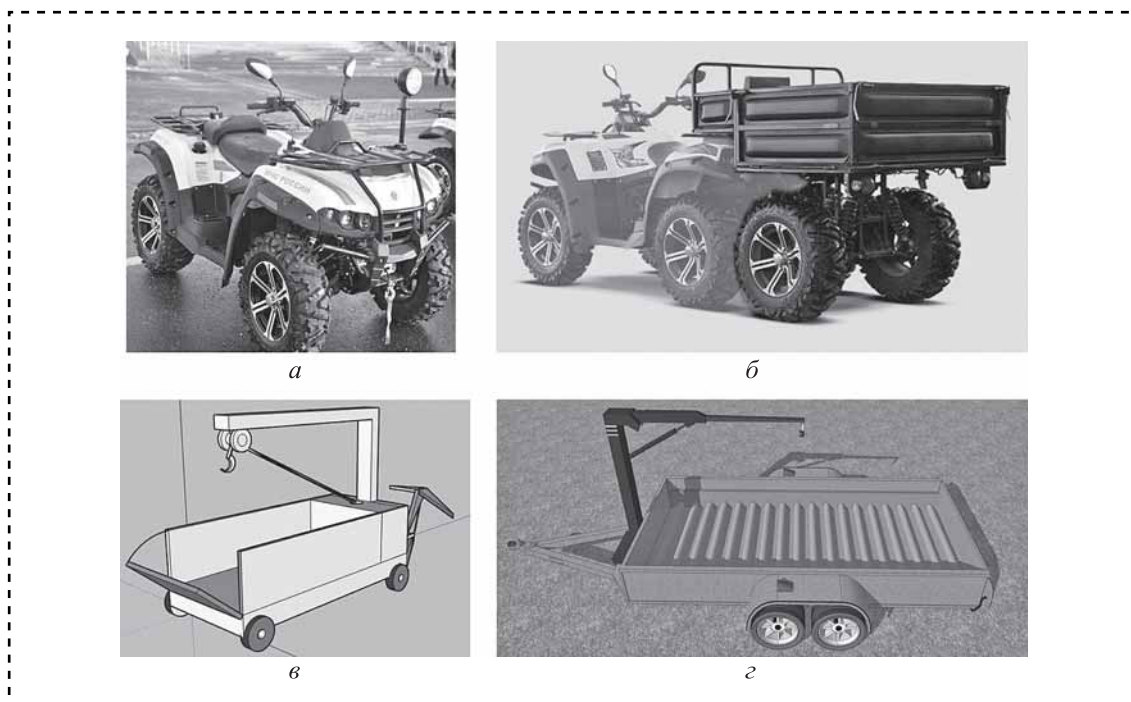


Рис. 2. Снегоболотоход РМ 500 "Русская механика" (*а*, *б*), эскиз ремонтного прицепа-тележки (*в*) и 3D-модель (*г*)



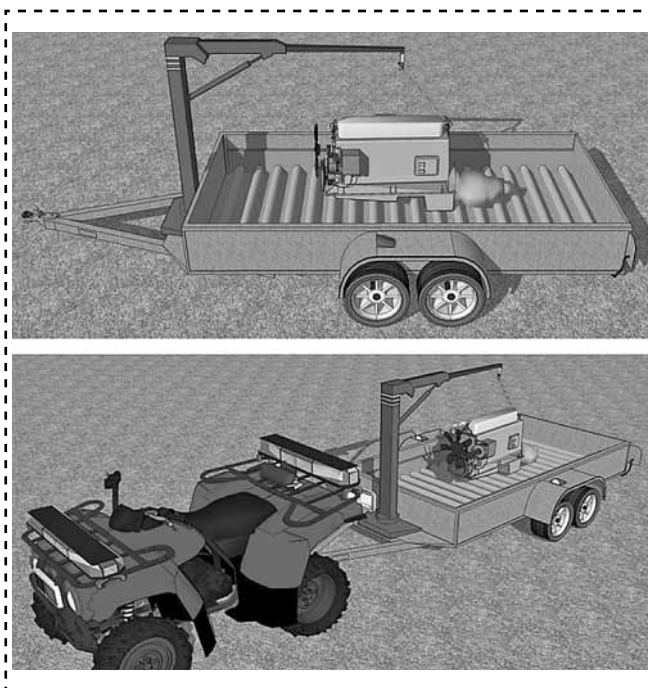
— патрулирование потенциально опасных объектов, имеющих большую протяженность или удаленность от мест постоянной дислокации подразделения.

Разработка конструкции грузовой платформы в виде ремонтного прицепа с возможностью грузоподъемного устройства является актуальной задачей. Конструкция и компоновка мобильной тележки не снижает показателей безопасности при организации и проведении ремонтных работ, поэтому сначала составлялся эскиз проекта, а потом 3D-модель (рис. 2, в, г).

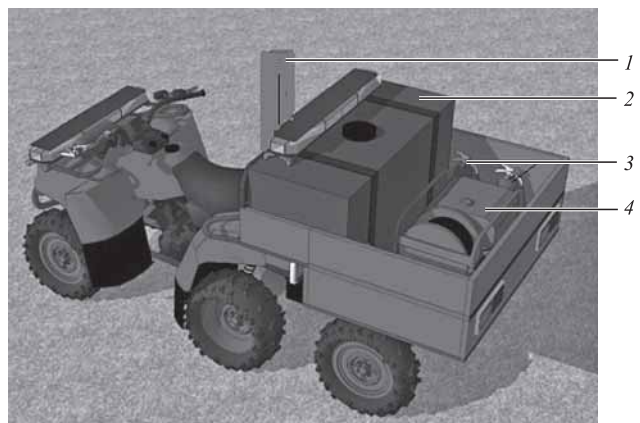
Спроектировали передвижную тележку-прицеп для погрузочно-разгрузочных и передвижных работ крупных агрегатов и узлов пожарной техники, аккумуляторных батарей, колес для доставки их к месту организации и проведения ремонта пожарной техники и сопутствующего пожарно-технического вооружения (рис. 3).

Экономическая эффективность данного решения основана на использовании работы машины и механического подъемника. Основное расчетное решение по обеспечению работоспособности предлагаемого устройства на основе гидропривода обеспечивает грузоподъемность до 0,8 т [4].

Задачу пожаротушения можно решить, оснастив разработанную грузовую тележку-



**Рис. 3.** Модель тележки-прицепа для облегчения труда личного состава пожарной охраны при техническом обслуживании и ремонте пожарной техники



**Рис. 4.** 3D-модель универсальной тележки-прицепа:

1 — грузоподъемный кран с гидроприводом; 2 — емкость для тушения загораний 200 л; 3 — аппараты газодымозащитников; 4 — установка пожаротушения высокого давления

прицеп емкостью для тушения загораний (200 л), установкой пожаротушения высокого давления (рис. 4).

Преимущества предлагаемого решения:

- отсутствует практическое ограничение по проходимости и мобильности, обусловленное массой и габаритными размерами техники;
- значительно снижается время, затрачиваемое на развертывание и последующее свертывание линий напорных рукавов;
- возможность тушения, не прекращая движения;
- снижается расход воды на тушение и топлива при движении;
- уменьшается количество задействованных единиц техники и личного состава;
- наличие в гарнизоне единиц РМ-500 для оборудования их разработанной конструкцией.

### Заключение

Использование малогабаритных квадроциклов для разведки очагов в значительной мере упрощает, а в большинстве случаев и решает задачу по прекращению распространения и ликвидации ландшафтных пожаров. Использование пожарных автоцистерн для решения этих задач, ввиду отсутствия путей проезда, либо затруднительно, либо нецелесообразно, из-за низкой эффективности их применения, путем прокладки магистральных рукавных линий большой протяженности для тушения, из-за большой протяженности фронта ланд-



шафтного пожара и высокой скорости расхода воды. А в условиях сильного ветра может нести угрозу для личного состава и техники, по причине удаленности личного состава от машин на большие расстояния и труднопрогнозируемой быстроизменяющейся обстановки на месте пожара, и как следствие, либо низкой скоростью реакции, обусловленной вышеперечисленными факторами, либо возможностью быть отрезанными огнем от путей эвакуации [5].

Своевременное и качественное техническое обслуживание пожарной техники — важнейший элемент ее эксплуатации и должно обеспечивать: постоянную готовность техники к использованию; безопасность ее применения; устранение причин, вызывающих преждевременный износ, старение, разрушение, неисправности и поломки составных частей и механизмов; надежную работу техники в течение установленных межремонтных ресурсов и сроков их службы до ремонта и списания; минимальный расход горючего, смазочных и других эксплуатационных материалов. Выбранный альтернативный подход позволит избежать выезда техники, которая находится на боевом дежурстве. Экономическая эффективность данного решения основана на использовании работы машины и механического подъемника.

Поставленные задачи актуальны для современных пожарно-спасательных частей, поскольку изо дня в день происходят случаи загораний и аварий в местах, в которые затруднены пути проезда или отсутствуют таковые вовсе. Техника, стоящая на вооружении, не в состоянии справиться в должной мере с доставкой личного состава, огнетушащих веществ и пожарно-технического вооружения к очагам загораний или местам возникновения аварий. Ландшафтные пожары на территории Российской Федерации наносят колоссальный ущерб населению, окружающей среде и экономике в целом. В этой связи борьба с ландшафтными пожарами становится одной из приоритетных задач в развитии парка техники и оснащении спасательных формирований и подразделений пожарной охраны нашей страны. Экономически целесообразно внедрение образцов новой техники или же переоборудование и усовершенствование уже стоящей на вооружении техники. Многие инженерные и конструкторские решения, способствующие модернизации име-

ющегося пожарно-технического вооружения, на сегодня актуальны.

Введение тактической единицы РМ-500 с установленными грузовой платформой и оборудованием для тушения ландшафтного пожара положительно скажется на времени тушения пожара, на затрачиваемых для этого материальных ресурсах и задействованном личном составе. Совместное применение РМ-500 и АЦ на тушении пожаров поможет подразделениям более успешно справляться с ландшафтными пожарами, а также своевременно проводить ремонт и техническое обслуживание.

### Библиографический список

1. **Пожарная техника:** учебник / М.Д. Безбородько и др.; под ред. М.Д. Безбородько. М.: Академия ГПС МЧС России, 2015. 580 с.
2. **Хлынин А.Ю., Кропотова Н.А.** Пост технического обслуживания и ремонта пожарных автомобилей — надежность техники // *Электромеханотроника и управление: XV международная научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых "Энергия-2020"*. Иваново: Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина, 2020. Т. 4. С. 99.
3. **Киселев В.В., Топоров А.В., Кропотова Н.А.** Разработка мобильного комплекса для обслуживания, испытания и заправки баллонов дыхательных аппаратов сжатого воздуха // *Сетевое издание Пожарная и аварийная безопасность*. Иваново: Ивановская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России, 2019. № 4 (15). С. 19—23. [Электронный ресурс]. URL: <http://rab.edufire37.ru/vypusk-4-2019>.
4. **Теньковский П.А., Кропотова Н.А.** Использование робототехнических управляемых комплексов для предупреждения опасной обстановки // *IV Международная научно-практическая конференция, посвященная Всемирному дню гражданской обороны "Гражданская оборона на страже мира и безопасности"*: в 3 ч. Ч. II. Проблемы предупреждения и ликвидации чрезвычайных ситуаций / М.В. Алешков и др. М.: Академия ГПС МЧС России, 2020. С. 348—352.
5. **Муковнин А.Ю., Кропотова Н.А.** Модернизация цикла для повышения тактико-технических возможностей тушения ландшафтных пожаров // *Надежность и долговечность машин и механизмов: сб. материалов XI Всероссийской научно-практической конференции*. Иваново: Ивановская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России, 2021. С. 302—307.
6. **Кропотова Н.А.** Альтернативный подход для облегчения ремонта пожарной техники // *Актуальные проблемы пожарной безопасности: материалы XXXII Международной научно-практической конференции*. М.: ВНИИПО, 2020. С. 751—754.

С.А. Микаева, д-р техн. наук, А.С. Микаева, канд. экон. наук  
(МИРЭА — Российский технологический университет, Москва)  
E-mail: mikaeva@npo.lit.ru

## Сборка полуавтоматического станка гибки кварцевых трубок для производства источников ультрафиолетового излучения

*Представлена сборка полуавтоматического станка гибки кварцевых трубок для производства бактерицидных ультрафиолетовых ламп. Проанализированы стандартные методы производства и испытания станков гибки кварцевых трубок. На основании проведенных исследований отработаны технические характеристики и комплектация оборудования.*

*Presented is the assembly of a semi-automatic quartz tube bending machine for the production of bactericidal ultraviolet lamps. The standard methods of production and testing of quartz tube bending machines were analyzed. On the basis of the conducted research, the technical characteristics and equipment configuration were worked out.*

**Ключевые слова:** сборка, станок гибки, технические характеристики, устройство, эксплуатация.

**Keywords:** assembly, bending machine, technical characteristics, device, operation.

Рассмотрим основные параметры и технические характеристики станков гибки полуавтоматических (ГСП) (в дальнейшем станок гибки) для изготовления кварцевых трубок заданной геометрии [1–8]. В связи с постоянной работой по совершенствованию станка гибки, повышающей его надежность и улучшающей условия эксплуатации, в конструкцию станка гибки могут быть внесены незначительные изменения, не отраженные в настоящей работе. Климатическое исполнение станка гибки — УХЛ (изделие предназначено для эксплуатации в районах с умеренным и холодным климатом), категория размещения 4 по ГОСТ 15150–69.

К работе со станком гибки допускаются лица, прошедшие инструктаж по технике безопасности, ознакомленные с устройством станка, правилами его эксплуатации, имеющие допуск к работе с газами и прошедшие курс обучения работе с газовыми горелками.

На работу станка гибки распространяются все требования по технике безопасности при эксплуатации электрооборудования, питание которого осуществляется напряжением 220 В

и частотой 50/60 Гц. Корпус станка должен быть надежно заземлен. При возникновении пожара станок гибки следует обесточить и тушить средствами пожаротушения, не проводящими электрический ток. Эксплуатировать станок следует только при включенной системе вентиляции.

### *Технические характеристики полуавтоматического станка с блоками для гибки кварцевых трубок диаметром 19/28 мм*

Габаритные размеры (длина×ширина×высота), мм, не более . . . . .	670×477×1380/ 710×655×1587
Масса, кг, не более . . . . .	150
Подача жидкостей для охлаждения . . . . .	От сети охлаждения (Чиллер)
Давление охлаждающей жидкости, МПа . . . . .	0,2...0,5
Топливная рабочая среда . . . . .	Метан (природный газ)
Давление природного газа, МПа . . . . .	0,1...0,5
Максимальный расход природного газа, м <sup>3</sup> /ч . . . . .	0,84



Давление кислорода, МПа . . . . . 0,1...1,0  
 Максимальный расход кислорода, м<sup>3</sup>/ч . . 1,1  
 Подача природного газа и кислорода . . . . . От общей  
 сети  
 Напряжение питания, В . . . . . 220 ± 10 %  
 Частота питающего напряжения, Гц . . . . 50  
 Потребляемая мощность, кВт, не более . . 0,75/3,0

В состав станка входит блок для гибки кварцевых трубок диаметром 19 мм (рис. 1) и 28 мм (рис. 2). Каждый блок состоит из рамы 1, на которой установлен корпус гибочного поста 2 и шкаф управления 3. На корпусе гибочного поста установлена стойка 4, на которой закреплены удерживающее устройство 5, горелки 6 (например, ЛП 214.00, ЛП 251.00 и др.), шкив 7 с мотором-редуктором 8, система охлаждения 9 и система подачи газов 10. Также на корпусе 2 расположены манометры, используемые для контроля давления кислорода и природного газа,

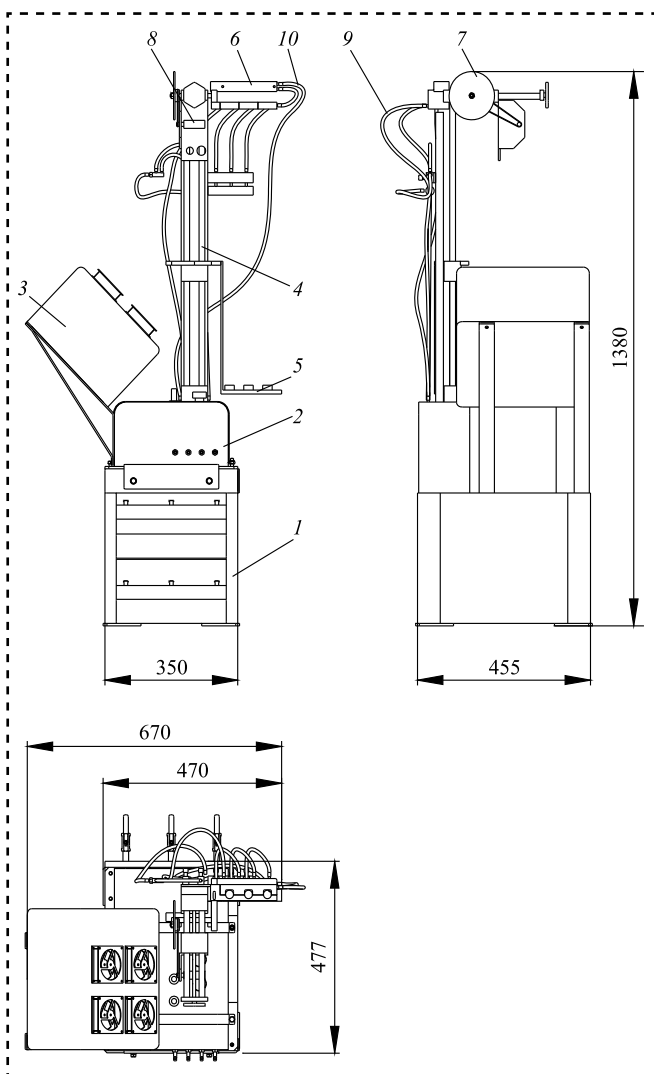


Рис. 1. Блок для гибки кварцевых трубок диаметром 19 мм

приборы контроля и регулирования подачи кислорода и природного газа.

Кварцевые трубки устанавливают на станок и снимают вручную. Процесс гибки автоматический.

Компоненты станка гибки представлены на рис. 3.

Шкаф управления (рис. 4) состоит из корпуса 1, на двери 2 которого установлен главный выключатель 3, предназначенный для подачи питания, таймер нагрева 4, регулятор скорости гибки 5 и световой индикатор 6 подачи питания на шкаф управления.

Управление и автоматизация станка гибки разработаны на базе контроллера COMAT Voxh, установленного внутри шкафа.

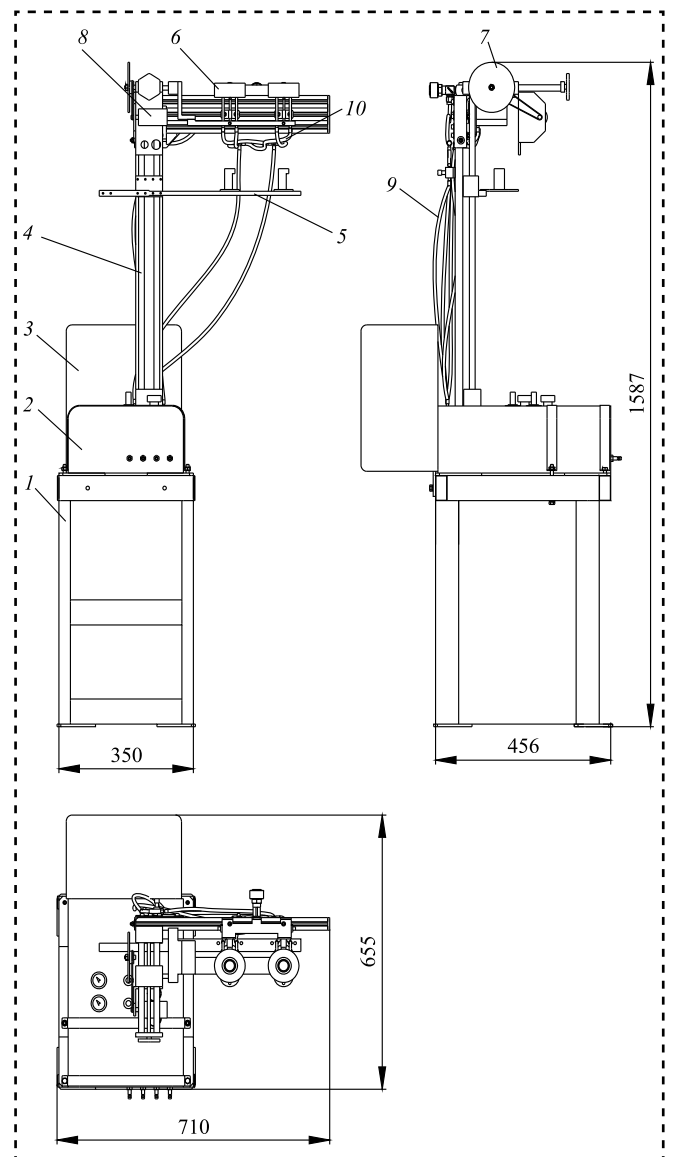
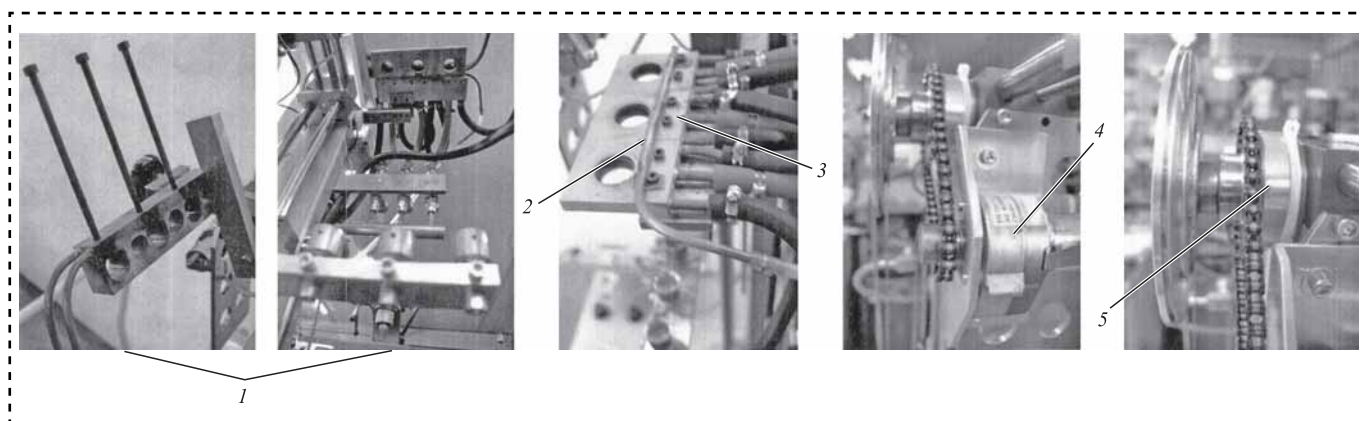
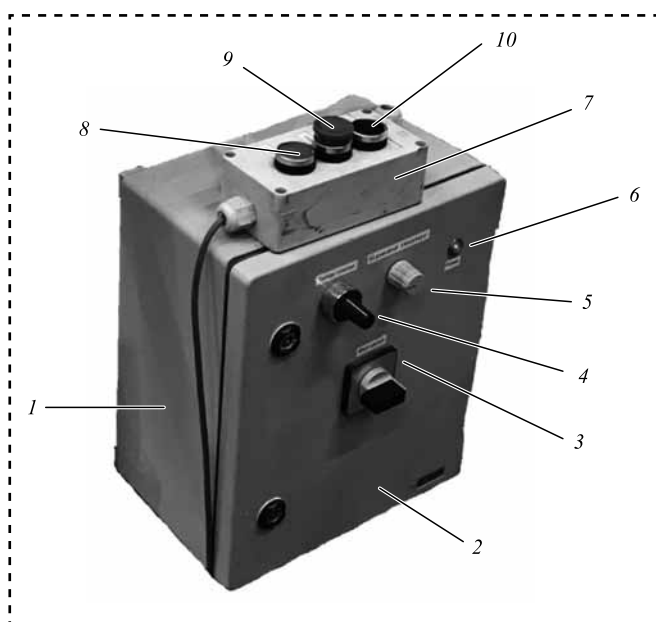


Рис. 2. Блок для гибки кварцевых трубок диаметром 28 мм


**Рис. 3. Компоненты станка:**

1 — удерживающие устройства; 2 — пилот; 3 — горелки; 4 — мотор-редуктор; 5 — муфта


**Рис. 4. Шкаф управления**

Управляют процессом гибки с помощью пульта 7, на котором расположены кнопки:

- 8 "START" (зеленая) включения станка гибки;
- 9 "STOP" (красная) выключения процесса гибки;
- 10 "SLUTCH" (черная) раскрытия удерживающего устройства.

Сборку и монтаж станка гибки проводят в следующей последовательности:

1. Установка рамы 1 с корпусом 2 (см. рис. 1 или 2).
2. Установка охлаждающего аппарата (или аппаратов) рядом с блоками гибки.
3. Подключение станка к источнику охлаждения, подсоединив шланги подачи охлаждающей жидкости и шланги обратной линии систе-

мы охлаждения к соответствующим штуцерам источника охлаждения аппарата. Заполнение системы охлаждения жидкостью.

4. Закрепление шкафа управления 3 на раме 1 (см. рис. 1 или 2).

5. Подключение к шкафу управления кабеля питания напряжением 220 В, частотой 50 Гц. Подсоединение кабеля к станку гибки (рис. 5, и табл. 1).

6. Обеспечение местной вентиляции над рабочей зоной станка.

Станок гибки позволяет гнуть кварцевые трубки разной длины и с разными радиусами изгиба. Перед использованием станка необходимо проверить его настройки и при необходимости провести перенастройку в зависимости от длины используемых кварцевых трубок и необходимого радиуса изгиба трубки.

Порядок настройки станка на длину используемой трубки:

1. В нижнее удерживающее устройство 1 установить линейку 2 (рис. 6).

2. Ослабить винт 3, фиксирующий положение нижнего удерживающего устройства 1 на натяжном тросе 4.

3. Отрегулировать расстояние от нижней кромки горелки до нижнего удерживающего устройства, используя табл. 1.

4. Зафиксировать винт 3 на натяжном тросе.

В табл. 2 представлены данные для настройки станка на различные типы выпускаемых ламп.

Технологический размер на блоке для гибки кварцевых трубок диаметром 19 мм выставляют по нижнему краю верхнего кронштейна, а диаметром 28 мм — по верхнему краю горелок.

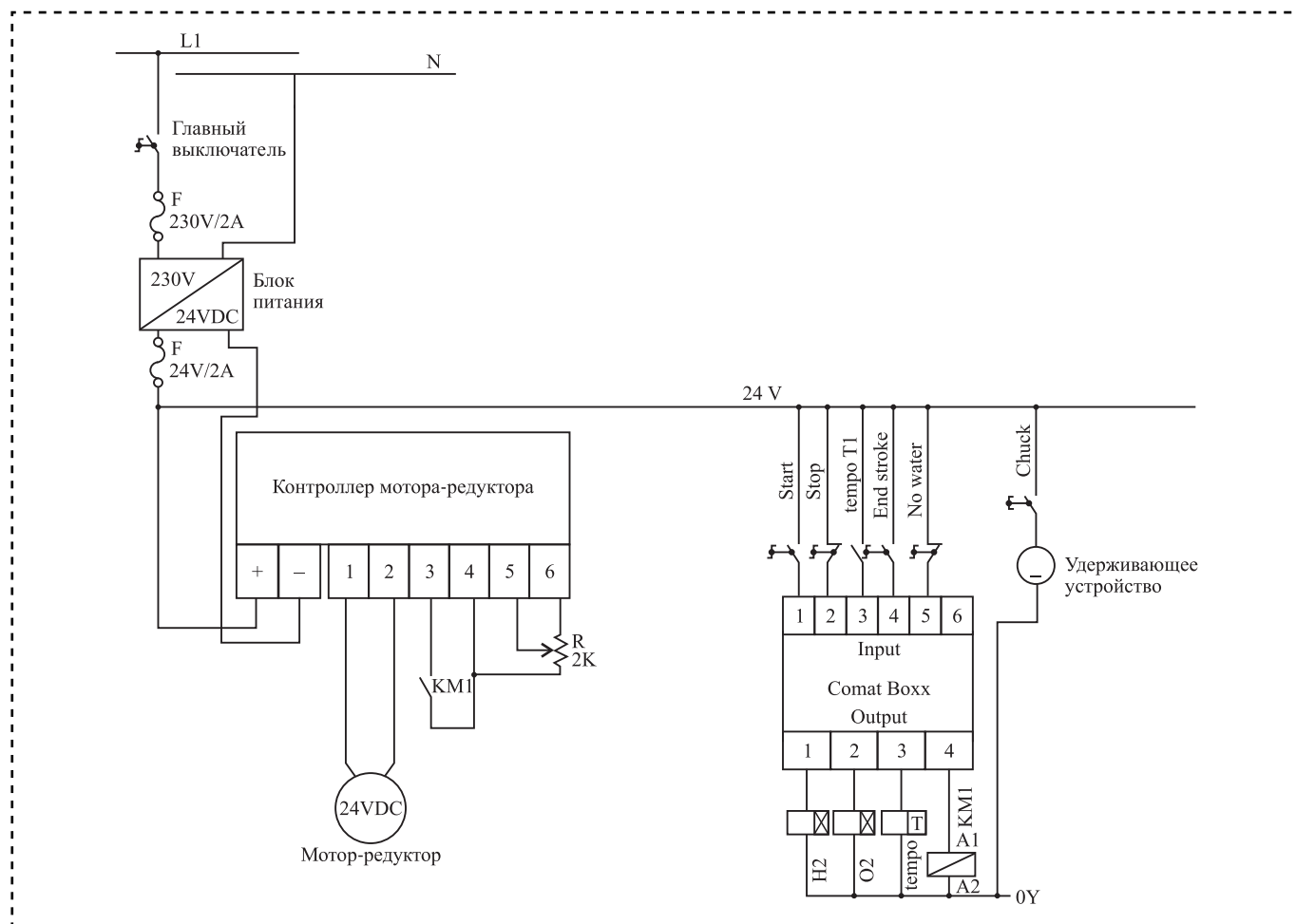
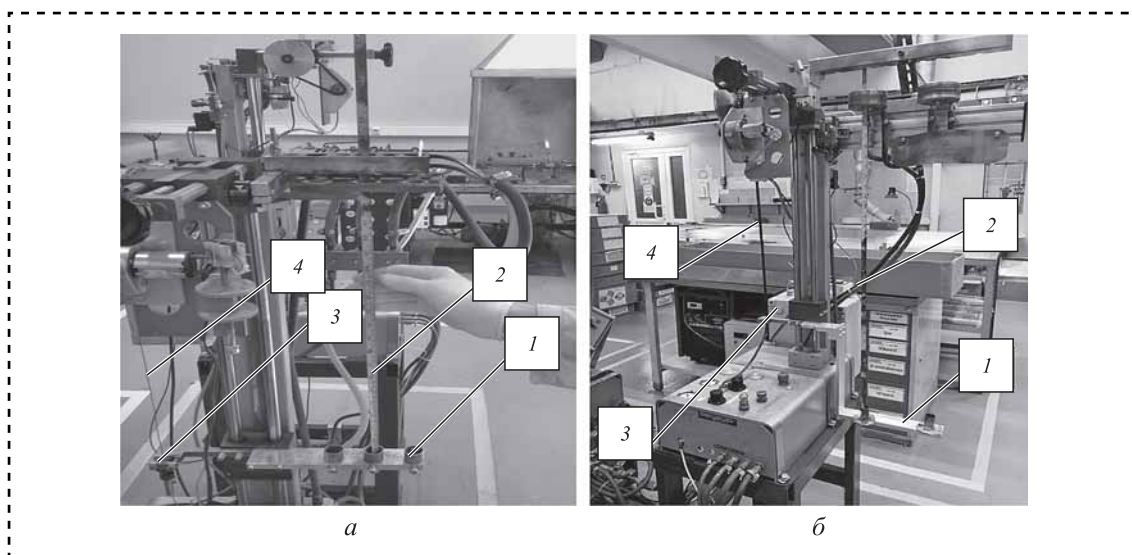


Рис. 5. Схема электрическая принципиальная

Таблица 1

## Основные параметры электрической схемы

Наименование	Производитель	Количество	Примечание
Контроллер CPU Boxx	Comat	1	8 входов/4 выхода
Мотор-редуктор 24 В	Crouzet	1	—
Блок питания 230 В/ 24 В	W&G	1	—
Реле A10-C10X	Comat	1	230 В
Реле времени CRE1V	Comat	1	230 В (таймер нагрева)
Шкаф управления	Sarel	1	—
Предохранитель UK 5-HESILA 250/24	Phoenix Contact	3	—
Главный выключатель	Vaco	1	6 А
Пульт управления BX0300	Vaco	1	Start/Stop
Кнопка Ref.16A3231	Vaco	3	—
Блок разъемов Ref.16C1111	Vaco	3	—
Головка кнопки Ref.16B3141	Vaco	1	Красная
Головка кнопки Ref.16B3142	Vaco	1	Зеленая
Головка кнопки Ref.16B3143	Vaco	1	Черная
Контроллер мотора-редуктора	Jelosil	1	24 В
Потенциометр	Comat	1	Задержка гибки
Потенциометр	Distrelec	1	Регулировка скорости
Удерживающее устройство	Crouzet	1	—


**Рис. 6. Настройка станка на длину используемой трубки:**

*a* — блок для гибки кварцевых трубок диаметром 19 мм; *b* — блок для гибки кварцевых трубок диаметром 28 мм; 1 — нижнее удерживающее устройство; 2 — линейка; 3 — винт; 4 — натяжной трос

Таблица 2

**Данные для настройки станка, мм**

Лампа	Длина заготовки	Радиус	Технологический размер*	
			Первый гиб	Второй гиб
<i>d</i> = 19 мм				
АНЦ 170/70 П1	765	35	454	—
АНБ 170/70 П1	845	35	494	—
АНЦ 170/70 П3-3	800	50	497	276
АНЦ 300/144 П3-3	1560	50	875	465
АНЦ 270/133 П3	1388	50	789	—
ФОТОТРОН 350	1020	50	605	—
АНБ 300/144 П2	1560	70	906	—
АНЦ 170/70 П2	804	70	528	—
АНЦ 215/95 П2	1020	70	636	—
<i>d</i> = 28 мм				
АНЦ 120/44 П3-28	514	50	353	—
АНЦ 500/144 П3-28	1555	50	872	—
ФОТОТРОН 376	1172	50	681	—
АНЦ 500/144 П2-28	1555	70	904	—
АНЦ 500/144 П2-2-28	1555	70	904	490
ФОТОТРОН 366	1394	70	823	—
ФОТОТРОН 370	2412	70	1333	698
ФОТОТРОН 501	1555	70	904	490
ФОТОТРОН 502	2412	70	1333	698

\* Размер находят по формуле длины окружности  $L_{\text{окр}} = \pi d$ . К полученному результату необходимо прибавить 17 мм и выставить полученное значение линейкой на станке.

Порядок настройки радиуса изгиба:

1. Выбрать шкив 1 для троса с требуемым радиусомгиба трубки (рис. 7). Шкивы поставляются в комплекте со станком всех необходимых диаметров, соответствующих радиусам изгиба трубки.

2. С помощью регулировочного винта 2, расположенного в верхней части станка, установить положение шкива по специальной линейке 3, пользуясь табл. 1.

3. Выкрутить болт крепления верхнего фиксирующего устройства 4.

4. Закрепить фиксирующее устройство на планке 5, подобрав соответствующее отверстие для болта 4 таким образом, чтобы отверстия для трубки фиксирующего устройства 6 совпали с отверстиями 7 газовой горелки станка.

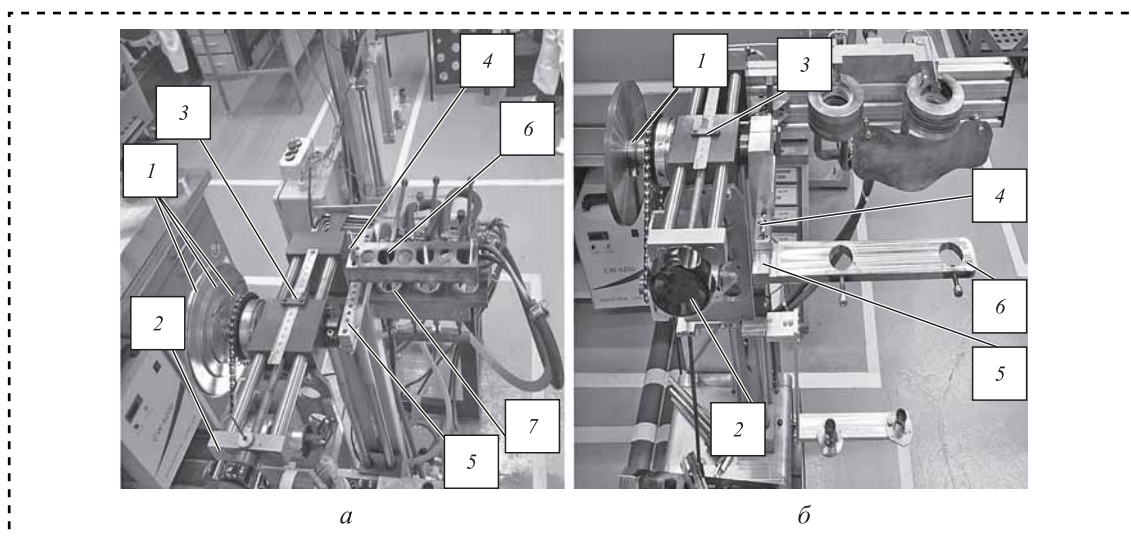
5. После настройки радиуса изгиба необходимо проверить и при необходимости перенастроить расстояние между нижним удерживающим устройством и нижней кромкой горелки.

Настройка пламени горелки осуществляется в следующем порядке: качество горючей смеси (соотношение между природным газом и кислородом) настраивается кранами 1 и 2 (рис. 8); количество горючей смеси, подаваемой на горелки, настраивается кранами 3; величину пламени запальной горелки можно отрегулировать краном 4.

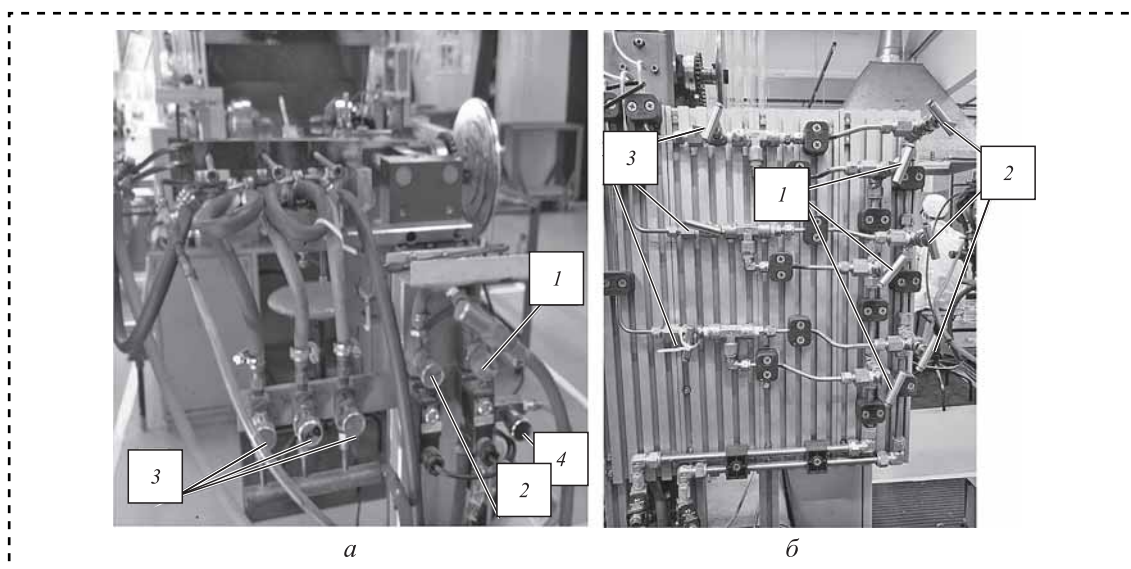
Порядок работы станка гибки:

1. Включить главный выключатель 3 (см. рис. 4).





**Рис. 7. Настройка радиуса изгиба для трубок диаметром 19 мм (а) и 28 мм (б):**  
 1 — шкив; 2 — винт; 3 — линейка; 4 — болт; 5 — планка; 6 — отверстия фиксирующего устройства;  
 7 — отверстия газовой горелки



**Рис. 8. Расположение газовых регулировочных кранов с блоками для гибки кварцевых трубок диаметрами 19 мм (а) и 28 мм (б)**

2. Выполнить настройку станка, если необходимо.

3. Установить кварцевую трубку в удерживающее устройство 5 (см. рис. 1 или 2).

4. Установить необходимое время нагрева, используя таймер нагрева 4 (см. рис. 4).

5. Открыть газовые вентили на корпусе станка. Показания манометров должны соответствовать технологическому режиму гибки.

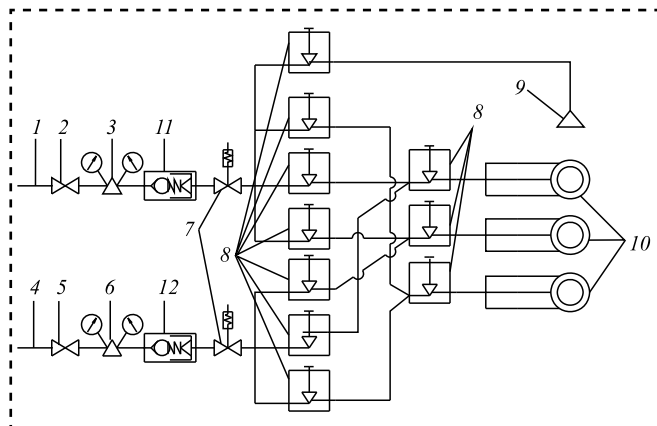
6. Нажать кнопку "START" 8 (см. рис. 4). Процесс гибки кварцевой трубки начинается после завершения времени нагрева. При не-

обходимости скорость гибки можно настроить, используя регулятор скорости 5.

7. Процесс гибки кварцевой трубки завершается автоматически. Также процесс гибки кварцевой трубки можно остановить вручную, используя кнопку "STOP" 9.

8. Извлечь готовое изделие из удерживающего устройства 5 (см. рис. 1 или 2) и привести удерживающее устройство в исходное положение нажатием на кнопку "SLUTCH" 10 (см. рис. 4).

Для аварийного отключения станка гибки необходимо нажать на кнопку "STOP" 9



**Рис. 9. Схема газоснабжения и газораспределения горелок станка гибки:**

1 — магистраль природного газа; 2 — кран подачи природного газа; 3 — редуктор природного газа; 4 — магистраль кислорода; 5 — кран подачи кислорода; 6 — редуктор кислорода; 7 — электромагнитный клапан; 8 — регулировочный игольчатый клапан; 9 — горелка станка гибки полуавтоматического; 10 — пилотная горелка; 11 — пламягаситель магистрали природного газа; 12 — пламягаситель магистрали кислорода

(см. рис. 4) пульты управления и выключить главный выключатель 3 шкафа управления.

На рис. 9 представлена схема газоснабжения и газораспределения горелок полуавтоматического станка для блока гибки кварцевых трубок диаметром 19 мм.

Данное оборудование обеспечивает выполнение объема производства по выпуску ультрафиолетовых бактерицидных ламп. При проектировании и изготовлении электротехнического

оборудования применяют комплектующие ведущих мировых производителей. Применение высококачественных материалов позволяет существенно повысить эффективность эксплуатации оборудования. Новейшие технические решения в сочетании с продуманным дизайном позволяют успешно интегрировать данное оборудование в системы комплексного автоматизированного управления.

### Библиографический список

1. **Микаева С.А., Микаева А.С.** Экспериментальные исследования характеристик перспективных источников света, приборов и систем. М.: РУСАЙНС, 2017. 150 с.
2. **Микаева С.А.** Производство приборов и систем с новейшими источниками света. М.: РУСАЙНС, 2018. 135 с.
3. **Микаева С.А., Микаева А.С.** Современные электронные системы и устройства. М.: РУСАЙНС, 2019. 186 с.
4. **Микаева С.А., Микаева А.С.** Промышленная электроника. Актуальные электронные приборы, устройства, установки и системы М.: РУСАЙНС, 2020. 172 с.
5. **Микаева А.С., Микаева С.А.** Сборка контроллера управления // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2020. № 7. С. 305—308.
6. **Дюкин А.А., Железникова О.Е., Амеликина С.А.** Сборка откачного поста и станка полуавтоматической заштамповки для производства источников ультрафиолетового излучения // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2020. № 12. С. 531—535.
7. **Железникова О.Е., Амеликина С.А.** Сборка кварцеводного стола и газовой горелки. Сборка в машиностроении, приборостроении. 2021. № 3. С. 106—110.
8. **Микаева С.А., Микаева А.С.** Промышленная электроника. Расчетные и экспериментальные исследования, разработки, конструкции и технологии производства электронных приборов. М.: РУСАЙНС, 2021. 197 с.



**ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"**  
продолжает подписку на журнал

## "СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ"

- За наличный и безналичный расчет.
- С любого номера и на любой срок.
- Без почтовых наценок.

Присылайте заказ и обращайтесь за дополнительной информацией  
в отдел продаж, маркетинга и рекламы:

107076, г. Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2

Тел.: 8 (495) 785-60-69

e-mail: realiz@mashin.ru, www.mashin.ru

**В.Е. Иванов, П.В. Пучков**, канд-ты техн. наук  
(Ивановская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России, г. Иваново)  
E-mail: vitaliyivanov@yandex.ru

## Исследование технического состояния объектов машиностроения на основе компьютерного моделирования на примере разработки зажимов для устранения неисправностей пожарных рукавов

*Исследовано техническое состояние объектов машиностроения на основе компьютерного моделирования с помощью системы автоматизированного проектирования Autodesk Inventor с модулем расчета "Генератор форм". В качестве объектов использованы разрабатываемые конструкции устройств для устранения неисправностей пожарных рукавов. Рассмотрено несколько новых конструкций устройств, которые позволяют устранять такие неисправности напорных пожарных рукавов, как порезы, проколы, прогары и др., а также восстанавливать работоспособность рукавной линии в случае отсоединения пожарного рукава от соединительной головки.*

*The technical state of mechanical engineering objects was investigated on the basis of computer modeling using the Autodesk Inventor computer-aided design system with the "Form Generator" calculation module. The developed designs of devices for troubleshooting fire hoses were used as objects. Several new device designs are considered, which allow eliminating such malfunctions of pressure fire hoses as cuts, punctures, burnouts, etc., as well as restore the operability of the hose line in the event of disconnection of the fire hose from the connecting head.*

**Ключевые слова:** пожарный рукав, исследование, восстановление работоспособности, устройство, зажим, прочностной анализ, моделирование, техническое состояние.

**Keywords:** fire hose, research, restoration of operability, device, clamp, strength analysis, modeling, technical condition.

**В** настоящее время существует большое количество программ, позволяющих проводить исследования технического состояния разрабатываемых конструкций. Одной из таких программ является Autodesk Inventor со встроенным модулем расчета для проведения прочностных исследований "Генератор форм", который на основании проведенных прочностных исследований в автоматическом режиме вычитает из трехмерной модели ненагруженные участки.

Прочностные исследования разрабатываемых конструкций провели на примере рукавных зажимов для пожарных рукавов. Напорные пожарные рукава эксплуатируются в экстремальных условиях и часто, во время непосредственной подачи огнетушащих веществ к месту пожара, выходят из строя. Причины неисправностей пожарных рукавов — прогары, возни-

кающие в результате попадания на рукав горящих веществ, порезы и проколы или ослабление навивки. На пожаре каждая секунда дорога, и чем быстрее будет восстановлена работоспособность пожарного рукава, тем быстрее будет потушен пожар и спасены имущество и жизни людей. Поэтому разработка устройств, позволяющих в кратчайшее время восстановить работоспособность напорных пожарных рукавов, является актуальной задачей.

На основе анализа возможных причин отказов напорных пожарных рукавов на пожаре и современных способов устранения их неисправностей в Ивановской пожарно-спасательной академии ГПС МЧС России разработано несколько технических решений по созданию устройств для восстановления работоспособности рукавных линий на пожаре.

На рис. 1 (на стр. 2 обложки) представлена конструкция зажима для восстановления пожарного напорного рукава диаметром 51 мм при образовавшемся проколе или порезе оболочки.

Достоинствами данного устройства являются: отсутствие прямых аналогов; надежность и простота использования; возможность дальнейшего использования поврежденного рукава при тушении пожара; долговечность. Недостатком данного устройства можно считать его область применения — подходит только для одного типоразмера рукавов диаметром 55 мм.

Зажим состоит из двух подвижно соединенных полуколец 1 и 2 посредством двух шарниров 7. На верхнем полукольце закреплена прижимная пластина 8, которая служит для предотвращения утечки огнетушащего вещества из пожарного рукава в случае его пореза или прокола. Зажим надежно фиксируется на пожарном рукаве прижимной скобой 3 и замком 9. Прижимная скоба 3 может свободно вращаться вокруг оси, прикрепленной на кронштейне 4. Ригель 10 прижимной скобы входит в зацепление с замком 9, а прижимная скоба 3 совмещается с верхним полукольцом. Для раскрытия зажима на прижимной скобе 3 имеется полукруглый вырез "открыватель" 11. Для обеспечения легкости конструкции зажима в нижнем полукольце 1, прижимной скобе 3 и в кронштейне 4 выполнена перфорация.

После опытной эксплуатации разработанного устройства возник вопрос оптимизации конструкции зажимов данного устройства. Большой запас прочности зажима ведет к по-

вышенной металлоемкости, увеличению массы изделия в целом и повышению себестоимости.

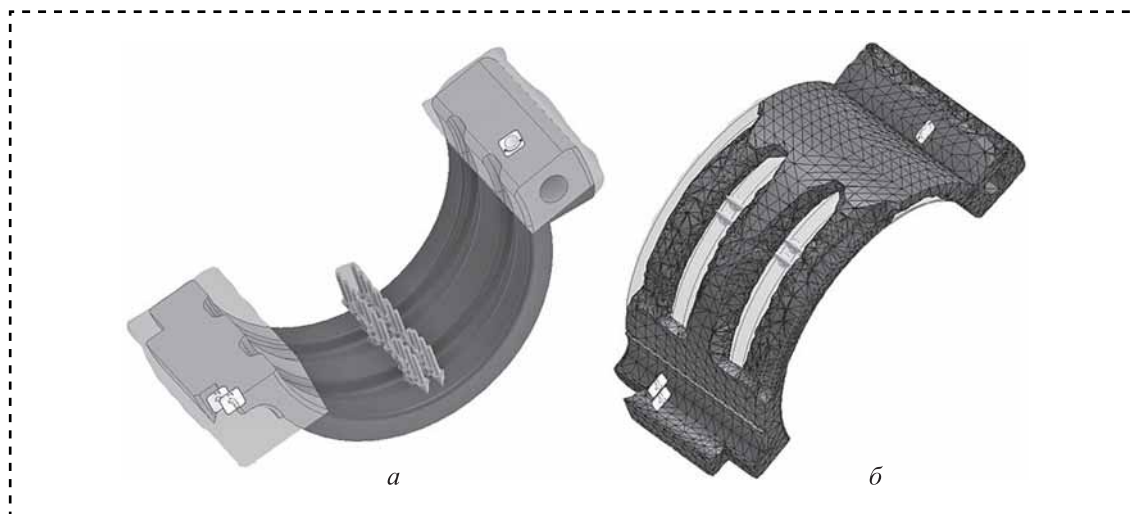
**Цель работы** — усовершенствование конструкции зажима и нивелирование существующих недостатков.

Для решения вопросов модернизации необходимо решить следующие задачи [4, 5]:

1. Снизить излишнюю металлоемкость зажимов, сохранив прочность.
2. Снизить массу устройства за счет перфорации деталей зажима.
3. Уменьшить габаритные размеры устройства.

В программе Autodesk Inventor разработали трехмерную модель зажима и провели прочностной расчет и исследования в генераторе форм для разработанной детали из материала сталь 40 (ГОСТ 2590—2006. Прокат сортовой стальной горячекатаный круглый), задали зависимости и приложенные силы (рис. 2, а). Указали области, которые необходимо исключить из расчета. В генераторе форм настроили параметры сетки для обеспечения более точного расчета и задали параметры для сокращения исходной массы детали в процентах (рис. 2, б).

При проведении исследований с помощью генератора форм программы Autodesk Inventor изменялись параметры сохранения исходной массы. Исследования проводили с шагом 5 % снижения массы детали. С каждым шагом рассчитанная форма детали добавлялась в трехмерную модель, далее при включенном каркасном режиме отображения вида 3D-модель корректировалась в соответствии с расчетом [7]. Так



**Рис. 2. Результат расчета детали в генераторе форм программы Autodesk Inventor:**  
а — создание прочностного расчета; б — итоговый расчет с помощью генератора форм





как форма детали, ее масса и размер менялись, то после каждого шага проводили прочностной анализ с вычислением напряжений, коэффициента запаса прочности, а также деформации детали при постоянном одинаковом нагружении. При этом допускаемое напряжение для стали 40 принято 160 МПа. Исследования проводили до превышения допускаемых напряжений. По результатам проведенных исследований построена зависимость напряжений, возникающих в зажиме от оптимизации формы, выражающейся в снижении массы конструкции (рис. 3). При доработке конструкции и снижении массы детали более чем на 65 % возникают напряжения, превышающие допускаемое напряжение в 160 МПа, что недопустимо для выбранного материала.

Проведенные исследования позволили разработать новую конструкцию зажима. Все трехмерные модели устройства после оптимизации в программе Autodesk Inventor выполнены в трехмерной системе автоматизированного проектирования и черчения AutoCAD.

Разработанная конструкция устройства может быть применена только для определенного диаметра пожарного рукава, поэтому было принято решение разработать универсальную конструкцию зажима, которая может применяться как для рукавов диаметром 51 мм, так и для диаметров 66 и 77 мм (рис. 4 на стр. 2 обложки).

Конструкция ленточного устройства "Бандаж-1" для устранения течи в пожарных рукавах диаметром 51, 66 и 77 мм состоит из корпуса 2, рукоятки 1 и текстильного материала 3, который крепится с одной стороны к корпусу устройства. Для ликвидации течи пожарного рукава необходимо обернуть один раз вокруг рукава текстильный материал, пропустить меж-

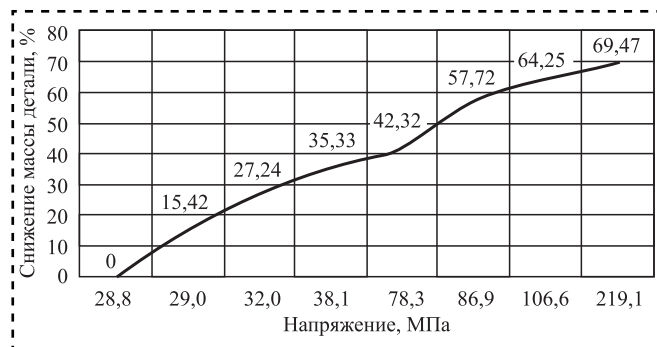


Рис. 3. Анализ напряжений в результате оптимизации формы и массы детали в генераторе форм программы Inventor

ду рукояткой и корпусом и зажать рукояткой материал. Для этого на рукоятке предусмотрены зубья, чтобы прочно закрепить материал. Наиболее слабым и уязвимым местом являются два шипа рукоятки, которые вставляются в отверстия в корпусе устройства. Одним из достоинств данного устройства является то, что в качестве текстильного материала возможно использовать материал с технически неисправных пожарных рукавов.

Провели прочностной расчет конструкции устройства для стали 45. Указали опоры (шарнир и заземление), задали нагрузку. Допускаемое напряжение для стали 160 МПа. По результатам первого расчета поперечное сечение рукоятки оказалось мало, так как напряжение превысило допускаемые значения (рис. 5 на стр. 2 обложки). Поэтому поперечное сечение рукоятки изменили в сторону увеличения и заново произвели расчет.

При проведении прочностных исследований для устройства "Бандаж-1" с различными материалами при помощи модуля "Генератор форм" решали следующие задачи: снижение излишней металлоемкости при сохранении прочности; снижение массы устройства за счет перфорации деталей; уменьшение габаритов. С помощью генератора форм программы Autodesk Inventor, как и в предыдущих расчетах, снижая параметры сохранения исходной массы детали с шагом 5 % (рис. 6 на стр. 2 обложки).

В нижней части детали присутствуют ненагруженные участки, но ввиду особенности конструкции данные участки необходимы для прижимания текстильного материала к корпусу, поэтому были внесены незначительные поправки в конструкцию.

Часто пожарные рукава повреждаются именно в месте соединения с соединительной головкой [2]. В этом случае восстановление их работоспособности невозможно в полевых условиях, поскольку установить рукавный зажим в этом месте нет возможности, а удалить поврежденную часть и заново провести навязку рукава можно лишь в условиях мастерской. Поэтому актуальной задачей является разработка относительно простого по конструкции, но эффективного устройства для крепления пожарных рукавов к соединительным головкам. Дополнительным требованием к такому устройству является получение разъемного соединения.



На рис. 7 (на стр. 2 обложки) представлены конструкция и способ крепления пожарного напорного рукава на втулке соединительной головки.

Устройство, состоящее из корпуса и фиксатора, закрепляется на соединительной головке, на которой помещается оболочка пожарного напорного рукава. Возможность быстрой сборки-разборки конструкции позволит незамедлительно устранять повреждения рукава, возникающие в непосредственной близости к соединительной головке, а также дает возможность его многократного использования. Для данного устройства проведены прочностные исследования в целях снижения металлоемкости при сохранении прочности конструкции.

Программа Autodesk Inventor позволяет на этапе проектирования новых устройств, проводить прочностные исследования и устранять выявленные недостатки разрабатываемых конструкций. Разработанные технические решения имеют важное значение при применении в пожарно-спасательных подразделениях, так как позволяют устранять различные неисправности напорных пожарных рукавов во время их эксплуатации в кратчайшие сроки.

#### Библиографический список

1. **Пучков П.В., Иванов В.Е.** Повышение долговечности соединительных рукавных головок напорных рукавов // Актуальные вопросы совершенствования инженерных систем обеспечения пожарной безопасности объектов: материалы IV Всероссийской научно-практической конференции, посвященной Году гражданской обороны. Иваново: Ивановская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России, 2017. С. 186—188.

2. **Пучков П.В., Борисов Д.В.** Разработка конструкции устройства для восстановления работоспособности рукавных систем на пожаре // Предупрежде-

ние. Спасение. Помощь: сборник материалов XXVII Международной научно-практической конференции, посвященной 85-й годовщине создания гражданской обороны и 25-летию со дня образования Академии. Химки, 2017. С. 16—19.

3. **Пучков П.В., Костяев А.А.** Устройство для восстановления работоспособности рукавных систем на пожаре при поперечном разрыве напорного рукава // Современные пожаробезопасные материалы и технологии: сборник материалов Международной научно-практической конференции, посвященной Году гражданской обороны. Иваново: Ивановская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России, 2017. С. 321—326.

4. **Пучков П.В., Суконщиков А.А.** Новые технические решения, направленные на повышение долговечности соединительных рукавных головок // Надежность и долговечность машин и механизмов: сборник материалов IX Всероссийской научно-практической конференции. Иваново: Ивановская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России, 2018. С. 240—242.

5. **Иванов В.Е., Талащенко А.О.** Современное оборудование для обслуживания и сушки пожарных рукавов // Пожарная и аварийная безопасность: сборник материалов XIII Международной научно-практической конференции, посвященной Году культуры безопасности. Часть I. Иваново: Ивановская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России, 2018. С. 521—522.

6. **Легкова И.А., Зарубин В.П., Иванов В.Е.** Использование трехмерной графики при изучении устройства узлов механизмов // Аграрная наука в условиях модернизации и инновационного развития АПК России: сборник материалов Всероссийской научно-методической конференции с международным участием, посвященной 85-летию Ивановской государственной сельскохозяйственной академии имени Д.К. Беляева. Иваново. 2015. С. 140—143.

7. **Иванов В.Е.** Снижение металлоемкости конструкции средствами Autodesk Inventor // Надежность и долговечность машин и механизмов: сборник материалов X Всероссийской научно-практической конференции. Иваново: Ивановская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России, 2019. С. 427—429.



П.А. Поляков, канд. техн. наук  
(Ростовский государственный университет путей сообщений)  
E-mail: polyakov.pavel88@mail.ru

## Метод проектирования тормозного механизма дисково-колодочного типа с использованием структурно-параметрического синтеза тормозного механизма

Разработана математическая модель метода проектирования тормозного механизма с вентилируемым тормозным диском, которая базируется на использовании структурно-параметрического синтеза. Структурно-параметрический синтез проводится по двум критериям: перепад температуры по толщине тормозного диска и коэффициент аэродинамического сопротивления на трение воздушного потока о стенки вентиляционного аппарата. Используя эти критерии и рассчитывая параметры тормозного механизма, метод проектирования позволяет выбрать структуру узла охлаждения и рассчитать его параметры. Метод с помощью оптимизации уменьшает диапазоны конструктивных и эксплуатационных данных узла охлаждения проектируемого тормозного диска.

A mathematical model of the method of designing a brake mechanism with a ventilated brake disc is developed based on the use of structural-parametric synthesis. The structural-parametric synthesis is performed according to two criteria: the temperature drop along the thickness of the brake disc and the coefficient of aerodynamic resistance to the friction of the air flow against the walls of the ventilation apparatus. Using these criteria and calculating the parameters of the brake mechanism, the design method allows you to choose the structure of the cooling unit and calculate its parameters. This method reduces the ranges of design and operational data of the cooling unit of the designed brake disc by means of optimization.

**Ключевые слова:** тормозной механизм, узел охлаждения, тормозной диск, структурно-параметрический синтез, вентиляционный аппарат, метод геометрического программирования.

**Keywords:** brake mechanism, cooling unit, brake disc, structural-parametric synthesis, ventilation apparatus, geometric programming method.

### Введение

Большинство исследований методик проектирования тормозных механизмов посвящено определению конкретного конструктивного и эксплуатационного параметра тормозного механизма [1—3]. В работе [4] рассмотрена многопараметричность, которую учитывают при проектировании механизма торможения.

### Алгоритм математической модели метода проектирования тормозного механизма

Первоначально зададим исходные диапазоны требуемых эксплуатационных макропараметров, которые определяют тип нагруженности

тормозного механизма. К данным параметрам относят максимальное контактное давление  $p$  площадок рабочих поверхностей тормозного диска и фрикционных накладок, тормозной момент  $M_T$  и начальную угловую скорость  $\omega$  перед процессом торможения:

$$\begin{cases} p' \leq p \leq \bar{p}; \\ M'_T \leq M_T \leq \bar{M}_T; \\ \tau'_T \leq \tau_T \leq \bar{\tau}_T; \\ \tau'_o \leq \tau_o \leq \bar{\tau}_o; \\ n' \leq n \leq \bar{n}; \\ \omega' \leq \omega \leq \bar{\omega}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $\tau_t$ ,  $\tau_o$  — время торможения и охлаждения соответственно, с;

$n$  — число торможений.

Помимо значения максимального контактного давления необходимо определить закон изменения давления по площади фрикционной накладки и тормозного диска. Например,  $p = p \sin(\theta)$  — закон распределения контактного давления, соответствующий однопоршневому приводу.

Далее необходимо задать диапазон тормозного диска и фрикционной накладки:

$$\left\{ \begin{array}{l} d'_{ст} \leq d_{ст} \leq \bar{d}_{ст}; \\ B'_{ст} \leq B_{ст} \leq \bar{B}_{ст}; \\ d'_п \leq d_п \leq \bar{d}_п; \\ \delta'_{ст} \leq \delta_{ст} \leq \bar{\delta}_{ст}; \\ \theta \leq \theta \leq \bar{\theta}; \\ \delta'_{фл} \leq \delta_{фл} \leq \bar{\delta}_{фл}, \end{array} \right. \quad (2)$$

где  $d_{ст}$ ,  $B_{ст}$ ,  $\delta_{ст}$  — наружный диаметр, ширина и толщина обода ступицы тормозного диска, м;

$d_п$  — посадочный диаметр, м;

$\delta_{фл}$  — толщина фланца ступицы, м;

$\theta$  — угол взаимодействия контактирующих площадок, °.

После определения диапазонов исходных данных рассчитывали конструктивные параметры тормозного диска:

наружный диаметр

$$D = \frac{d_{ст}}{2} + \sqrt{\frac{d_{ст}^2}{4} + \frac{8M_T}{f[p]}}; \quad (3)$$

ширина рабочей поверхности

$$B = \frac{D}{2} - \frac{d_{ст}}{2}; \quad (4)$$

толщина

$$\delta = \sqrt{\frac{6M_T}{[\sigma_{из}]B}}; \quad (5)$$

где  $\sigma_{из}$  — допускаемое напряжение при изгибе рабочих поверхностей тормозного диска, МПа.

Перед расчетом остаточной поверхностной температуры рабочих поверхностей тормозного диска необходимо определить полную массу тормозного диска, момент инерции  $I_{тд}$  и рабочую площадь  $F_{рп}$  тормозного диска и задать ско-

рость воздушного потока, омывающего рабочие поверхности тормозного диска и фрикционных накладок  $v' \leq v \leq \bar{v}$ :

$$m_{тд} = \pi r \times \left( \frac{d_{ст}^2}{2} \delta_{фл} + B_{ст} d_{ст} \delta_{ст} - B_{ст} \delta_{ст}^2 + d_{ст} B \delta^2 + B \delta^2 \right), \quad (6)$$

где  $\rho$  — плотность материала тормозного диска, кг/м<sup>3</sup>.

Для расчета теплопередачи от рабочих поверхностей тормозного диска необходимо задать диапазон температур рабочих поверхностей  $T'_{рп} \leq T_{рп} \leq \bar{T}_{рп}$ .

Коэффициент теплоотдачи определим из графической зависимости от скорости воздушного потока (рис. 1).

Используя диапазоны температур внешней среды  $T_0$  и скорости воздушного потока  $v$ , определяем коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$ .

Определим остаточную поверхностную температуру [5]:

$$\Delta T = T_{рп} \frac{(1 - e^{-m\tau_o n})}{(e^{m\tau_o} - 1)}, \quad (7)$$

где  $m$  — темп охлаждения рабочих поверхностей тормозного диска.

Согласно теории пограничного слоя воздушного потока, омываемая поверхность тормозного диска представляет собой многослойную тепловую модель, которая должна учитывать теплопередачу через все слои модели [6].

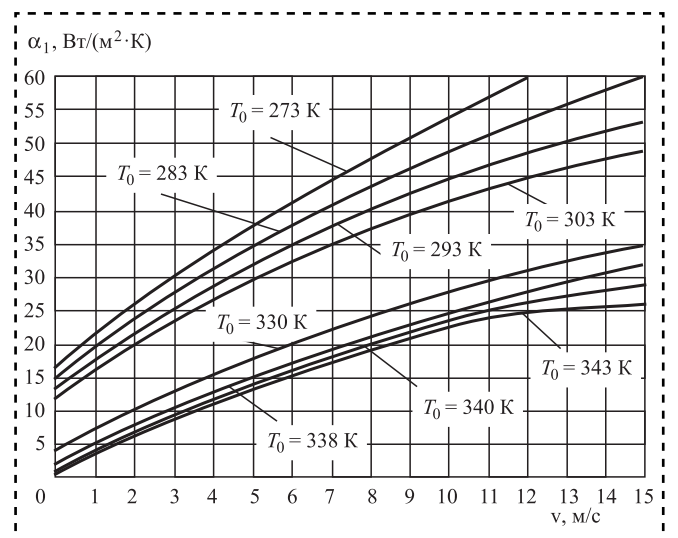


Рис. 1. Зависимость коэффициента теплоотдачи рабочих поверхностей тормозного диска  $\alpha_1$  от скорости омывающего воздушного потока  $v$  при температурах внешней среды  $T_0$





Для определения коэффициентов теплопередачи  $K_1$  обратимся к зависимости:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{\pi}{360} \left( \frac{2B}{\lambda} [360 - \theta] + \frac{\delta_{\text{п}}}{\lambda_{\text{п}}} \right) + \frac{1}{\alpha_1}}, \quad (8)$$

где  $\lambda$ ,  $\lambda_{\text{п}}$  — теплопроводность материала тормозного диска и воздушного потока соответственно, Вт/(м·К);

$\delta_{\text{п}}$  — толщина пограничного слоя воздушного потока, м.

Для учета структурных преобразований в материале тормозного диска теплопроводность, зададим диапазон  $\lambda' \leq \lambda \leq \bar{\lambda}$ . Для определения толщины пограничного слоя [6] необходимо воспользоваться тождеством:

$$\delta_{\text{п}} = \frac{B}{\sqrt{\text{Sc} \cdot \text{Re}}}, \quad (9)$$

где  $\text{Re}$  — число Рейнольдса;

$\text{Sc}$  — число Шмидта.

После определения остаточной температуры на поверхностях тормозного диска необходимо учесть изменение температурного поля по толщине и по площади рабочих поверхностей тормозного диска.

Закон распределения температурного поля определяется величиной перепадов температур  $\theta_{\text{т}}$ ,  $\theta_{\text{п}}$ :

по толщине тормозного диска

$$\bar{\theta}_{\text{т}} = N_1 e^{-\frac{\alpha_1 n_{\text{т}}^2 \text{Fo}}{\tau_{\text{т}}^2 a}}; \quad (10)$$

по рабочим поверхностям тормозного диска:

$$\bar{\theta}_{\text{п}} = N_0 e^{-\frac{\alpha_1 n_{\text{п}}^2 \text{Fo}}{\tau_{\text{п}}^2 a}}, \quad (11)$$

где  $N_0$ ,  $N_1$  — коэффициенты, зависящие от критерия Био;

$\text{Fo}$  — критерий Фурье ( $\text{Fo} > 0,3$ );

$a$  — коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с.

Для определенности со значением критерия Био для тормозного диска необходимо учитывать условие распределения температурного поля по толщине тормозного диска и по рабочим поверхностям тормозного диска

$$\begin{cases} \frac{\delta}{\lambda} > \frac{1}{\alpha_1} & \text{при } \text{Bi} \rightarrow \infty; \\ \frac{\delta}{\lambda} < \frac{1}{\alpha_1} & \text{при } \text{Bi} \rightarrow 0. \end{cases} \quad (12)$$

Среднее значение температуры на поверхности вентиляционного аппарата:

$$T = \frac{(\Delta T - T_0)}{\bar{\theta}_{\text{т}}} + T_0. \quad (13)$$

Аналогично рабочим поверхностям тормозного диска определим коэффициент теплопередачи от поверхностей вентиляционного аппарата тормозного диска:

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\lambda} \left( \frac{2\pi B}{360} + n_{\text{п(с)}} \delta_{\text{п(с)}} \right) + \frac{\delta'_{\text{э}}}{\lambda_{\text{п}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (14)$$

где  $\delta_{\text{э}}$  — толщина теплового пограничного слоя воздушного потока, м.

Для расчета коэффициента теплопередачи необходимо предварительно задаться толщиной и количеством элементов вентиляционного аппарата  $\delta'_{\text{п(с)}} \leq \delta_{\text{п(с)}} \leq \bar{\delta}_{\text{п(с)}}$ ,  $n'_{\text{п(с)}} \leq n_{\text{п(с)}} \leq \bar{n}_{\text{п(с)}}$ .

Толщину теплового пограничного слоя воздушного потока в вентиляционном аппарате определим из тождества [6]:

$$\delta_{\text{э}} = \frac{B}{\sqrt{\text{Pr} \cdot \text{Re}}}, \quad (15)$$

где  $\text{Pr}$  — число Прандтля.

Для предварительного расчета коэффициента теплоотдачи от поверхностей вентиляционного аппарата воздушному потоку необходимо воспользоваться зависимостью:

$$\alpha_2 = 28,6 \frac{\lambda}{\delta_{\text{п(с)}}} \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} (\psi_{\text{Re}} \text{Pr})^{0,25}, \quad (16)$$

где  $\psi_{\text{Re}}$  — поправочный коэффициент для соотношения теплового пограничного слоя и режима протекания воздушного потока [6].

После определения коэффициента теплоотдачи от нагретых поверхностей вентиляционного аппарата необходимо найти скорость воздушного потока через вентиляционный аппарат  $v_{\text{сн}}$ . Соотношение коэффициента теплоотдачи от поверхностей вентиляционного аппарата и скорости воздушного потока представлено в виде номограммы (рис. 2).

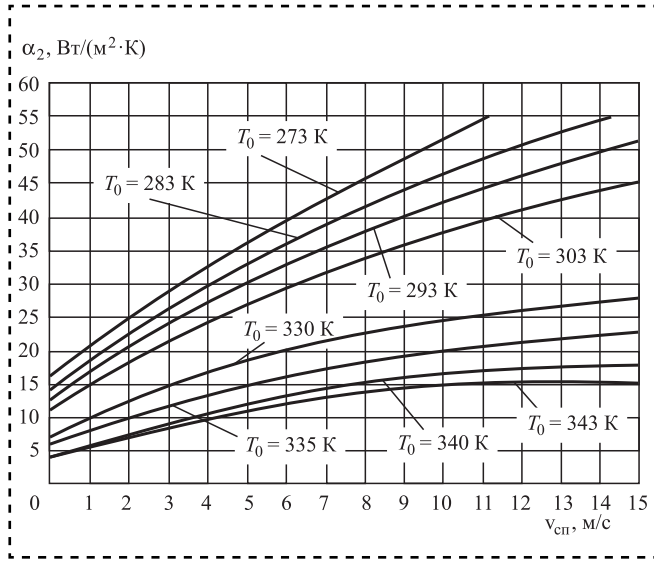


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплоотдачи от поверхностей вентиляционного аппарата тормозного диска  $\alpha_2$  от скорости протекающего воздушного потока  $v_{cp}$  при температурах внешней среды  $T_0$

Зная режим течения воздушного потока в вентиляционном аппарате, рассчитаем коэффициент аэродинамического сопротивления на трение воздушного потока о поверхность:

$$c_{сп} = \frac{2\tau_{тр}}{\rho v_{сп}^2}. \quad (17)$$

Для определения структурно-параметрического синтеза, применяемого в этом расчете, необходимо сформулировать параметры, которые будут влиять на структуру узла охлаждения тормозного механизма: средний перепад температур по толщине тормозного диска  $\theta_T$  и коэффициент аэродинамического сопротивления воздушного потока при трении о поверхность  $c_{сп}$ .

В табл. 1 и 2 представлены диапазоны значений параметров, полученных в процессе экспериментов.

После выбора структуры узла охлаждения и его режима, необходимо ввести диапазоны конструктивных параметров (табл. 3).

Для нахождения расхода воздуха, протекающего через вентиляционный аппарат, необходимо задаться входным давлением  $p_{вх}$ , которое зависит от режима охлаждения [7]:

для оребренного вентиляционного аппарата тормозного диска

$$G_{вар} = n \sqrt{\frac{0,0342 p_{вх} B \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right)}{\zeta \frac{p_{вх}}{2RT_0 \left( \frac{\{\pi D - nB_p\} \delta_p}{n} \right)^2} + C_{сп} \frac{p_{вых}}{2RT_0 \left( \frac{\{\pi D - nB_p\} \delta_p}{n} \right)^2}}}; \quad (18)$$

для сегментарного вентиляционного аппарата тормозного диска

$$G_{вас} = n \sqrt{\frac{0,0342 p_{вх} l_c \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right)}{\zeta \frac{p_{вх}}{2RT_0 \left( \frac{\{\pi D - nB_c\} \delta_c}{n} \right)^2} + C_{сп} \frac{p_{вых}}{2RT_0 \left( \frac{\{\pi D - nB_c\} \delta_c}{n} \right)^2}}}; \quad (19)$$

где  $\zeta$  — местные сопротивления на входе в вентиляционный аппарат;

$R$  — газовая постоянная;

$p_{вых}$  — давление воздуха на выходе из вентиляционного аппарата, МПа.



Таблица 1

**Диапазон коэффициента аэродинамического сопротивления трения воздушного потока о поверхности вентиляционного аппарата в зависимости от геометрии узла охлаждения**

Проектируемая геометрия вентиляционного аппарата	Коэффициент аэродинамического сопротивления при трении воздушного потока в вентиляционном аппарате $C_{сн}$
С радиальными вентиляционными каналами	0,0065...0,00887
С криволинейными вентиляционными каналами	0,0089...0,0108
С призматическими сегментами	0,0109...0,0126
С цилиндрическими сегментами	0,0127...0,0155
С сегментами фирмы DBA	0,0156...0,021

Таблица 2

**Диапазон перепада температур между рабочими поверхностями и вентиляционным аппаратом тормозного диска**

Режим охлаждения	Узел охлаждения	Перепад температур по толщине тормозного диска $\theta_t$ после 5 с охлаждения
Вынужденный	Штатный вентиляционный аппарат	1,0...1,8
Принудительный	Устанавливаемая система охлаждения	Более 1,8

Таблица 3

**Диапазон исходных данных для вентиляционных аппаратов с различной геометрией**

Оребренный вентиляционный аппарат		Сегментарный вентиляционный аппарат		
с радиальными каналами	с криволинейными каналами	с призматическими сегментами	с цилиндрическими сегментами	с сегментами фирмы DBA
$\begin{cases} l'_p \leq l_p \leq \bar{l}_p; \\ B'_p \leq B_p \leq \bar{B}_p; \\ \alpha'_B \leq \alpha_B \leq \bar{\alpha}_B \end{cases}$	$\begin{cases} l'_p \leq l_p \leq \bar{l}_p; \\ B'_p \leq B_p \leq \bar{B}_p; \\ \alpha'_B \leq \alpha_B \leq \bar{\alpha}_B; \\ \psi'_B \leq \psi_B \leq \bar{\psi}_B; \\ X'_{ср} \leq X_{ср} \leq \bar{X}_{ср} \end{cases}$	$\begin{cases} l'_c \leq l_c \leq \bar{l}_c; \\ B'_c \leq B_c \leq \bar{B}_c; \\ \alpha'_B \leq \alpha_B \leq \bar{\alpha}_B; \\ \psi'_c \leq \psi_c \leq \bar{\psi}_c; \\ X'_{ср} \leq X_{ср} \leq \bar{X}_{ср} \end{cases}$	$\begin{cases} R'_c \leq R_c \leq \bar{R}_c; \\ \alpha'_B \leq \alpha_B \leq \bar{\alpha}_B; \\ X'_{ср} \leq X_{ср} \leq \bar{X}_{ср} \end{cases}$	$\begin{cases} l'_c \leq l_c \leq \bar{l}_c; \\ B'_c \leq B_c \leq \bar{B}_c; \\ R'_c \leq R_c \leq \bar{R}_c; \\ \alpha'_B \leq \alpha_B \leq \bar{\alpha}_B; \\ \psi'_c \leq \psi_c \leq \bar{\psi}_c; \\ X'_{ср} \leq X_{ср} \leq \bar{X}_{ср} \end{cases}$
<p>Примечание: <math>l_p, B_p, l_c, B_c</math> — длина и ширина ребра и сегмента соответственно, м; <math>\alpha_B</math> — угол атаки воздушного потока, °; <math>\psi_B</math> — угол кривизны ребра, °; <math>X_{ср}, X_{ср}</math> — среднее расстояние от оси до центра ребра или сегмента соответственно, м; <math>\psi_c</math> — угол наклона грани сегмента, °; <math>R_c</math> — радиус цилиндрического сегмента, м.</p>				

Для оптимизации математического моделирования воспользуемся методом геометрического программирования. Сформулируем первую целевую функцию, которая минимизирует момент инерции и аэродинамическое сопротивление геометрии ребер или сегментов вентиляционного аппарата  $f_0(I_{ва}, C_x, C_y)$ . Вторая функция увеличит коэффициент теплоотдачи от рабочих поверхностей и поверхностей вентиляционного аппарата и разницу температур между нагретыми поверхностями и внешней средой  $f'_0(\alpha_1, \alpha_2, T_{рп}, T)$ :

$$f_0(I_{ва}, C_x, C_y) = \sum_{i \in 2} c_i \prod_j I_{ва}^{a_{ij}} C_x^{a_{ij}} C_y^{a_{ij}}; \quad (20)$$

$$i = 1; c_i > 0;$$

$$f'_0(\alpha_1, \alpha_2, \Delta T, T) = \sum_{i \in 2} c_i \prod_j \alpha_1^{a_{ij}} \alpha_2^{a_{ij}} \Delta T^{a_{ij}} T^{a_{ij}}; \quad i = 1; c_i > 0. \quad (21)$$

Для оребренного вентиляционного аппарата тормозного диска:  
с радиальными вентиляционными каналами

$$f_0(I_{ва}, C_x, C_y) = (n_p B_p \delta_p l_p) \left[ \frac{1}{12} (l_p^2 + B_p^2) + \left( \frac{D}{2} - \frac{B}{2} \right)^2 \right] + (\chi + 1) \alpha_B^2 + (\chi + 1) \alpha_B^3 \rightarrow \min; \quad (22)$$

с криволинейными вентиляционными каналами

$$f_o(I_{\text{ва}}, C_x, C_y) = (\rho B_p \delta_p l_p) \left[ \frac{1}{12} (l_p^2 + B_p^2) + \left( \frac{D}{2} - X_{\text{ср}} \right)^2 \right] + (\chi + 1) (\alpha_B \pm \psi_B)^2 + (\chi + 1) (\alpha_B \pm \psi_B)^3 \rightarrow \min; \quad (23)$$

$$i = 1, 2, \dots, n,$$

где  $\chi$  — политропа воздушного потока.

Для сегментарного вентиляционного аппарата тормозного диска:

— с призматическими сегментами

$$f_o(I_{\text{ва}}, C_x, C_y) = n(\rho B_c^2 \delta_c l_c) \left[ \frac{1}{12} (l_c^2 + B_c^2) + \left( \frac{D}{2} - X_{\text{ср}} \right)^2 \right] + \alpha_B n \left[ \frac{2B_c}{l_c} (\chi + 1) + \frac{2}{\text{Re}} \right] + n \frac{B_c}{l_c} \left[ \frac{(\chi + 1)}{\alpha_B^2} + \left( \frac{B_c}{l_c} \right)^2 (\chi + 1) + \frac{B_c}{l_c \text{Re}} \right] \rightarrow \min; \quad i = 1, 2, \dots, n; \quad (24)$$

— с цилиндрическими сегментами

$$f_o(I_{\text{ва}}, C_x, C_y) = \sum_{i=1}^n (\rho \pi R_c^2 \delta_c) \left[ \frac{1}{2} R_c^2 + \left( \frac{D}{2} - X_{\text{ср}} \right)^2 \right] + \alpha_B n \left[ \frac{2R_c}{\delta_c} (\chi + 1) + \frac{2}{\text{Re}} \right] + n \frac{R_c}{\delta_c} \times \left[ \frac{(\chi + 1)}{\alpha_B^2} + \left( \frac{R_c}{\delta_c} \right)^2 (\chi + 1) + \frac{R_c}{\delta_c \text{Re}} \right] \rightarrow \min; \quad i = 1, 2, \dots, n; \quad (25)$$

— с сегментами фирмы DBA

$$f_o(I_{\text{ва}}, C_x, C_y) = \sum_{i=1}^n (\rho \pi R_c^2 \delta_c) \left[ \frac{1}{2} R_c^2 + \left( \frac{D}{2} - X_{\text{ср}} \right)^2 \right] + \sum_{i=1}^n (\rho B_c^2 \delta_c l_c) \left[ \frac{1}{12} (l_c^2 + B_c^2) + \left( \frac{D}{2} - X_{\text{ср}} \right)^2 \right] + \alpha_B n \left[ \frac{2R_c}{l_c} (\chi + 1) + \frac{2}{\text{Re}} \right] + n \frac{R_c}{l_c} \left[ \frac{(\chi + 1)}{\alpha_B^2} + \left( \frac{R_c}{l_c} \right)^2 (\chi + 1) + \frac{R_c}{l_c \text{Re}} \right] \rightarrow \min; \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (26)$$

Для оребренного вентиляционного аппарата тормозного диска:

$$f'_o(\alpha_1, \alpha_2, \Delta T, T) = \frac{c_p g (\tau_{\text{тр}} v + \tau_{\text{трп}} v_{\text{п}})}{v v_{\text{п}} (1 + 2,135 \text{Re}_x^{-0,1} [\text{Pr} - 1])} + \frac{q_{\text{рп}} B v}{1,032 c_{\text{сп}} \lambda \sqrt[3]{\text{Pr}}} + \frac{q_{\text{ва}} B v}{1,032 c_{\text{сп}} \lambda \sqrt[3]{\text{Pr}}} \rightarrow \max. \quad (27)$$

Для сегментарного вентиляционного аппарата тормозного диска:

$$f'_o(\alpha_1, \alpha_2, \Delta T, T) = \frac{c_p g (\tau_{\text{тр}} v + \tau_{\text{трп}} v_{\text{п}})}{v v_{\text{п}} (1 + 2,135 \text{Re}_x^{-0,1} [\text{Pr} - 1])} + \frac{q_{\text{рп}} B v}{1,032 c_{\text{сп}} \lambda \sqrt[3]{\text{Pr}}} + \frac{q_{\text{ва}} l_c v}{1,032 c_{\text{сп}} \lambda \sqrt[3]{\text{Pr}}} \rightarrow \max, \quad (28)$$

где  $\tau_{\text{тр}}$ ,  $\tau_{\text{трп}}$  — критерий турбулентного перемешивания воздушного потока у рабочих поверхностей и внутри вентиляционного аппарата соответственно;

$q_{\text{рп}}$ ,  $q_{\text{ва}}$  — тепловой поток от рабочих поверхностей и от поверхностей вентиляционного аппарата, Дж/с;

$v$  — кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с.

Завершающим шагом метода проектирования тормозного механизма является оптимизация методом взаимоисключающих факторов:

время охлаждения должно снижаться при увеличении теплообменных процессов от рабочих поверхностей и поверхностей вентиляционного аппарата (критерий Стентона):

$$\text{St}_{\text{рп}} = \frac{1,032 \lambda c}{g \mu c_p v} \sqrt[3]{\text{Pr}}; \quad (29)$$

$$\text{St}_{\text{ва}} = \frac{1,032 \lambda c_{\text{п}}}{g \mu c_p v_{\text{п}}} \sqrt[3]{\text{Pr}}, \quad (30)$$





Таблица 4

Результаты проектирования рабочих поверхностей  
тормозного диска грузового автомобиля

Исходные параметры		Результаты расчетов	
$p$ , МПа	1,0...3,5	$B$ , м	0,0335...0,1
$M_T$ , Н·м	1540...2130	$\delta$ , м	0,012...0,026
$\omega$ , с <sup>-1</sup>	0,45...0,7	$D$ , м	0,237...0,37
$d_{ст}$ , м	0,17...0,22	$m_{тд}$ , кг	14,4...22,1
$B_{ст}$ , м	0,04...0,055	$F_{рп}$ , м <sup>2</sup>	0,0425...0,139
$d_{п}$ , м	0,13...0,15	$I_{рп}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,0231...0,0488
$\delta_{ст}$ , м	0,01...0,014	$\alpha_1$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	40...45
$\delta_{фл}$ , м	0,01...0,014	$K_1$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	58,1...59,8
$\tau_r$ , с	15...20	$\Delta T$ , К	450...504
$\tau_o$ , с	15...20	$T$ , К	413...446
$n$	5...10	$\theta_r$	1,3...1,5
$\theta$ , °	20...25	$\theta_{п}$	1,1...1,3
$T_{рп}$ , К	493...523	$F_{фн}$ , м <sup>2</sup>	0,00128...0,0069
$T_0$ , К	293	$K_{вз}$	0,03...0,049
$v$ , м/с	8...10	$F_{тр}$ , Н	130,6...3042,9
$\lambda$ , Вт/(м·К)	90	$W_{тр}$ , Дж	1469,3...63900,9
$\sigma_{тм}$	50...70	$E_T$	3,29...154,7
Fo	3,8	$\sigma_o$ , МПа	11,1...43,6
Bi	4	$\sigma_r$ , МПа	2,3...7,7

где  $c$ ,  $c_{п}$  — теплоемкость воздуха, омывающего рабочие пары и протекающего через вентиляционный аппарат тормозного диска соответственно, Дж/К;

$\mu$  — динамическая вязкость воздушного потока, Па·с.

### Результаты моделирования

Проведем расчет по новой методике определения параметров тормозного механизма дисково-колодочного тормоза.

Для автомобильного серийного тормоза примем в качестве исходных следующие диапазоны параметров (табл. 4). Тормозной момент 1540...2130 Н·м; максимальное контактное давление взаимодействующих поверхностей тормоза 1,0...3,5 МПа (закон распределения контактного давления от угла обхвата контактной по-

Таблица 5

Результаты проектирования рабочих поверхностей  
тормозного диска электровоза 2ЭС10

Исходные параметры		Результаты расчетов	
$p$ , МПа	6,0...7,5	$B$ , м	0,095...0,18
$M_T$ , Н·м	20 500...25 000	$\delta$ , м	0,051...0,064
$\omega$ , с <sup>-1</sup>	1,0...1,4	$D$ , м	0,59...0,66
$d_{ст}$ , м	0,3...0,4	$m_{тд}$ , кг	89,2...111,8
$B_{ст}$ , м	0,18...0,185	$F_{рп}$ , м <sup>2</sup>	0,29...0,53
$d_{п}$ , м	0,23...0,25	$I_{рп}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,0782...0,113
$\delta_{ст}$ , м	0,1...0,15	$\alpha_1$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	40...45
$\delta_{фл}$ , м	0,1...0,15	$K_1$ , Вт/(м·К)	30,3...32,2
$\tau_r$ , с	30...70	$\Delta T$ , К	553...649
$\tau_o$ , с	30...70	$T$ , К	367...394
$n$	1	$\theta_r$	3,5...4
$\theta$ , °	30...45	$\theta_{п}$	1...1,1
$T_{рп}$ , К	593...693	$F_{фн}$ , м <sup>2</sup>	0,013...0,04
$T_0$ , К	293	$K_{вз}$	0,024...0,138
$v$ , м/с	8...10	$F_{тр}$ , Н	11 711...63 068
$\lambda$ , Вт/(м·К)	90	$W_{тр}$ , Дж	351 330...6 180 664
$\sigma_{тм}$	95...100	$E_T$	633,5...9523,3
Fo	1,1	$\sigma_o$ , МПа	74,9...100,8
Bi	14	$\sigma_r$ , МПа	18,2...35,8

верхности синусоидальный); угловая скорость тормозного диска 0,45...0,7 с<sup>-1</sup>; диаметр ступицы соответствует диаметру ступицы дискового тормоза грузового автомобиля 0,17...0,22 м; коэффициент трения материала фрикционной накладки 0,3.

Исходные данные для дисково-колодочного тормоза электровоза 2ЭС10 (табл. 5): тормозной момент проектируемого дисково-колодочного тормоза электровоза 20 500...25 000 Н·м; максимальное контактное давление взаимодействующих поверхностей тормозного механизма 6,0...7,5 МПа (закон изменения контактного давления от угла обхвата фрикционной накладкой тормозного диска синусоидальный); угловая скорость тормозного диска 1,0...1,4 с<sup>-1</sup>; диаметр ступицы соответствует диаметру ступицы дискового тормоза электровоза 0,3...0,4 м; коэффициент трения материала фрикционной накладки 0,3.

Таблица 6

**Расчет параметров вентиляционного аппарата тормозных дисков грузового автомобиля**

Исходные параметры		Результаты расчетов	
$T$ , К	413...446	$\alpha_2$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	26,7...33,7
$\theta_T$	1,3...1,5	$v_{сп}$ , м/с	5,8...7,6
$\lambda$ , Вт/(м·К)	90	$C_{сп}$	0,0123...0,0167
$T_0$ , К	293	<i>Вентиляционный аппарат с криволинейными каналами (вынужденное охлаждение)</i>	
$\delta_{p(c)}$ , м	0,012...0,026		
$n_{p(c)}$	32...40		
$l_p$ , м	0,1...0,19	$B_p$ , м	0,0093...0,016
$\alpha_B$ , °	10...15	$K_2$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	38,8...40,2
$X_{ср}$ , м	0,05...0,095	$F_p$ , м <sup>2</sup>	0,0864...0,39
$\psi_B$ , °	3...5	$K_{вас}$	0,329...0,576
		$G_{вас}$ , м <sup>3</sup> /с	0,000057...0,000062
<i>Результаты геометрического программирования</i>		$St_{рп}$	0,81...0,996
$\delta_p$ , м	0,0148...0,0213	$St_{ва}$	0,88...0,98
$n_p$	36...38	<i>Диапазон, определяемый условием взаимноисключающих факторов</i>	
$l_p$ , м	0,114...0,168	$\delta_p$ , м	0,0163...0,0208
$X_{ср}$ , м	0,057...0,084	$n_p$ , м	37...38
$\psi_B$ , °	3...5	$l_p$ , м	0,131...0,166
$B_p$ , м	0,0118...0,0152	$X_{ср}$ , м	0,0665...0,0812
		$\psi_B$ , °	3...5
		$B_p$ , м	0,0122...0,0149

В качестве исходных данных в табл. 4 выбран критерий Био, равный 4, что повлияло на перепад температур по толщине тормозного диска, который варьировался в диапазоне от 1,3 до 1,5. Проведенные теоретические исследования подтвердились расчетными данными, что при стремлении критерия Био к нулю, разница между температурами на рабочих поверхностях и поверхности вентиляционного аппарата составляет в среднем 47,5 К (табл. 6).

Если рассмотреть результаты расчетов рабочих поверхностей тормозного диска электроваза 2ЭС10, то критерий Био принят  $Bi = 14$ . Перепад температур изменялся в диапазоне от 3,5 до 4. При этом изменение температур между рабочими поверхностями и поверхно-

Таблица 7

**Расчет параметров вентиляционного аппарата тормозных дисков электроваза 2ЭС10**

Исходные параметры		Результаты расчетов	
$T$ , К	367...394	$\alpha_2$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	39,3...41,2
$\theta_T$	3,5...4	$v_{сп}$ , м/с	8,2...9,1
$\lambda$ , Вт/(м·К)	90	$C_{сп}$	0,0085...0,01042
$T_0$ , К	293	<i>Вентиляционный аппарат с цилиндрическими сегментами (принудительное охлаждение)</i>	
$\delta_{p(c)}$ , м	0,051...0,064		
$n_{p(c)}$	36...40		
$R_c$ , м	0,026...0,034	$K_2$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	37,4...40,5
$\alpha_B$ , °	10...15	$F_p$ , м <sup>2</sup>	0,0499...1,09
$X_{ср}$ , м	0,068...0,1	$K_{вас}$	0,32...0,85
$n_c$	60...80	$G_{вас}$	0,000148...0,000186
<i>Результаты геометрического программирования</i>		$St_{рп}$	0,804...1,005
$\delta_c$ , м	0,0533...0,0627	$St_{ва}$	0,86...0,98
$n_c$	65...76	<i>Диапазон, определяемый условием взаимноисключающих факторов</i>	
$X_{ср}$ , м	0,072...0,096	$\delta_c$ , м	0,0561... 0,0618
		$n_c$	67...73
		$X_{ср}$ , м	0,0748... 0,0952

стями тормозного диска составляет в среднем 220,5 К. Таким образом, толщина полудисков дисково-колодочного тормоза выступает в роли термического сопротивления. Энергоемкость с увеличением критерия Био возросла в среднем в 64 раза (табл. 7).

С точки зрения наступления термостабилизационного состояния тормозного механизма с тонкими полудисками  $\delta = 0,012; 0,025$  вероятность наступления выравнивания по толщине полудиска будет выше, чем у тормозного диска с толщиной  $\delta = 0,051; 0,064$ . При анализе результатов расчета вентиляционного аппарата автомобильного тормозного диска (см. табл. 6), полученный диапазон коэффициента аэродинамического сопротивления на трение соответствует вентиляционному аппарату с криволинейными вентиляционными каналами.

Перепад температур по толщине предполагает быструю передачу по толщине полудисков в результате работы при вынужденном режиме охлаждения.



В результате процедуры минимизации целевой функции  $f_0(I_{ва}, C_x, C_y)$  и максимизации целевой функции  $f'_0(\alpha_1, \alpha_2, \Delta T, T)$ , учета взаимоисключающих факторов диапазон конструктивных параметров вентиляционного аппарата тормозного диска был уменьшен в среднем в 0,313 раза по сравнению с исходными данными. Расчетные данные тормозного механизма электровоза 2ЭС10, представленные в табл. 7, дают возможность оценить более энергоемкий тормозной диск. В результате полученного диапазона коэффициента аэродинамического сопротивления на трение воздушного потока выбран сегментарный вентиляционный аппарат с цилиндрическими сегментами тормозного диска. Перепад температур по толщине позволяет применять принудительное охлаждение для интенсификации процесса передачи тепла от нагретых рабочих поверхностей тормозного диска к поверхностям вентиляционного аппарата. Уменьшение диапазона расчетных данных после расчета целевых функций минимизации и максимизации, а также учета двух взаимоисключающих факторов ( $\tau_0$ ,  $St$ ) в сравнении с исходным диапазоном параметров составило 0,46 раза.

### Заключение

Разработанная математическая модель метода проектирования тормозного механизма с вентилируемым тормозным диском базируется на использовании структурно-параметрического синтеза. Подставляя различные требуемые эксплуатационные параметры, возможно рассчитать тормозной механизм, оснащенный штатным узлом охлаждения или дополнительно устанавливаемой системой принудительного охлаждения. Помимо этого достижения штат-

ный узел охлаждения может иметь структурные изменения в части геометрии вентиляционного аппарата тормозного диска. Математическая модель располагает двухступенчатой оптимизацией с помощью метода геометрического программирования и метода взаимоисключающих факторов. При расчете тормозных механизмов автомобиля после применения оптимизации диапазон рассчитанных конструктивных параметров снизился в 0,313 раза, а для тормозных механизмов электровоза уменьшен в 0,46 раза.

### Библиографический список

1. **Волощук В.В.** Моделирование теплового состояния и энергоемкости автомобильных барабанных тормозов и определения их рациональных конструктивных параметров: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02. Харьков, 2011. 217 с.
2. **Велизде Э.С.** Оптимальное проектирование фрикционной пары тормозного механизма с равномерным давлением // Вестник Чувашского государственного педагогического университета им. И.Я. Яковлева. 2020. № 3 (45). С. 80–88. DOI: 10.37972/chgpu.2020.56.69.008.
3. **Sergent N., Tirovic M., Voveris J.** Design optimization of an opposed piston brake caliper // Engineering Optimization. 2014. DOI: 10.1080/0305215X.2013.846337.
4. **Vdovin A., Le Gigan G.** Aerodynamic and Thermal Modelling of Disc Brakes—Challenges and Limitations // Energies. 2020. Vol. 13 (1). P. 12. DOI:10.3390/en13010203.
5. **Разработка** метода определения поверхностной температуры тормозного диска / А.Е. Литвинов и др. // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщений. 2021. № 1 (81). С. 30–39. DOI: 10.46973/0201-727X\_2021\_1\_30.
6. **Теория** тепломассообмена: учебник для вузов / С.И. Исаев и др.; под ред. А.И. Леонтьева. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. 462 с.
7. **Разработка** методики оценки системы охлаждения тормозных дисков / А.Е. Литвинов и др. // Вестник ИжГТУ им. М.Т. Калашникова. 2020. № 1. Т. 23. С. 14–22. DOI: 10.22213/2413-1172-2020-1-14-22.



**П.В. Харламов**, канд. техн. наук  
(Ростовский государственный университет путей сообщения)  
E-mail: kcharlamov@yandex.ru

## Исследование образования вторичных структур фрикционного переноса на поверхности стальных образцов при реализации технологии металлоплакирования

*Изучено состояние поверхности стальных образцов (роликов) после трибологических испытаний с осуществлением модифицирования рабочих поверхностей путем нанесения на поверхности трения твердых плакирующих материалов. Металлоплакирование подсистем фрикционной механической системы колесо—рельс снижает трение между гребнем колеса и боковой поверхностью головки рельса, предотвращая вкатывание колеса на головку рельса. Морфологию поверхности исследовали с помощью интерференционного микроскопа и сканирующего (растрового) электронного микроскопа с приставкой энергодисперсионного анализатора.*

*The state of the surface condition of steel samples (rollers) after tribological tests with modification of working surfaces by applying hard cladding materials on friction surfaces are studied. Metal-plating of the subsystems of the wheel-rail friction mechanical system reduce friction between the wheel ridge and the side surface of the rail head, preventing the wheel from rolling onto the rail head. Surface morphology was investigated using an interference microscope surface analysis system and a scanning (raster) electron microscope with an energy dispersion analyzer prefix.*

**Ключевые слова:** вторичные структуры, модификатор трения, спектр элементного состава, поверхность трения, адгезия, металлоплакирование.

**Keywords:** secondary structures, friction modifier, elemental composition spectrum, thorium surface, adhesion, metal plating.

От уровня взаимовлияния динамики фрикционных и механических подсистем зависят безопасность эксплуатации транспортной системы, а также стабильность работы фрикционного контакта и устойчивость фрикционной механической системы [1–4].

В целях установления механизма переноса металлоплакирующего модификатора трения, а также анализа его влияния на микрорельеф поверхности трения изучили состояние поверхности стальных образцов (роликов) после трибологических испытаний [4–7]. Морфологию поверхности исследовали с помощью системы анализа поверхности (интерференционного микроскопа — оптического профилометра "NewView-600" фирмы ZYGO) [8].

Испытания проводили при нормальных климатических условиях [9] после требуемых настроек профилометра [8–10]. Каждый образец исследовали в трех точках, расположенных под  $120^\circ$  и вычисляли среднее значе-

ние параметра шероховатости  $Ra$ . Исходные ролики имели средний параметр шероховатости  $Ra_{cp} = 3,325$  мкм.

Поверхность роликов исследовали после трибологических испытаний на машине трения типа Амслер ИИ-5018 по схеме "ролик—ролик" при установке в приводе зубчатых шестерен, обеспечивающих проскальзывание 0 % образцов. Диаметр контактирующих поверхностей подбирали таким образом, чтобы обеспечить проскальзывание в контакте от 2 до 3 % Ролики вращались с заранее установленной частотой вращения  $130 \text{ мин}^{-1}$ . Нормальная нагрузка на образцы составляла 192...195 Н. Модификатор трения подавали контактно-ротапринтным способом в горизонтальной плоскости, исключая вертикальное давление на образцы, с обеспечением подачи перпендикулярно оси вращения ролика.

Морфология базовой поверхности контртел образцов представлена на рис. 1 на стр. 3 обложки.



Поверхность тел представлена чередующимися выступами и впадинами, распределенными по поверхности равномерно, что соответствует профилю резца токарного станка, используемого при изготовлении образцов.

На образцах проведены серии экспериментов по нанесению модификатора трения с реализацией технологии металлоплакирования [5, 6]. Каждый раз материал подавали на новую дорожку трения. В качестве материала модификатора трения выбран алюминий различной твердости АД0 и АД50 (рис. 2 на стр. 3 обложки).

При подаче мягкого алюминия (см. рис. 2, а, б) происходит заполнение им глубоких борозд, сопровождающееся уменьшением уровня шероховатости, что свидетельствует об увеличении фактической площади касания. Поверхности при этом представлены относительно ровными участками с образованием вторичных структур, закрепленных на поверхности базового образца. Образованные вторичные структуры наблюдали на поверхности обоих контртел, что свидетельствует о надежном закреплении материала модификатора на верхнем образце при обеспечении контактно-ротапринтного способа подачи и переносе материала модификатора в контакт трения с нижним образцом. Кроме того, можно сделать промежуточный вывод о наличии достаточного объема материала модификатора в контакте трения и защите поверхностей образцов от износа за счет формирования на поверхностях контртел вторичных структур. Средний параметр шероховатости участков  $Ra_{cp} = 2,84$  мкм.

При подаче твердого алюминия (см. рис. 2, в, г) на поверхностях трения контртел наблюдали неравномерное распределение вторичных структур с ярко выраженными пиками. Средний параметр шероховатости поверхности ниже уровня базовых поверхностей образцов, но выше чем при подаче мягкого алюминия,  $Ra_{cp} = 3,12$  мкм. Это свидетельствует о худшей защите базовой поверхности от износа.

Эффективная работа модификатора трения в виде мягкого алюминия обусловлена лучшим нанесением на поверхность за счет своих физико-механических свойств, уменьшением шероховатости поверхности. Наличие достаточного объема материала модификатора на поверхности образцов объясняется прочной химической связью между компонентами поверхности образца и материала модификатора трения, что

подтверждает теоретическое моделирование при выполнении квантово-химических расчетов адгезии и когезии в различных металлических системах [5].

Исследования микроструктуры, топографии, качественного и количественного состава модифицированных покрытий проводили с использованием сканирующего (растрового) электронного микроскопа (SEM) Zeiss EVO MA 18 с приставкой энергодисперсионного (ЭДС) анализатора X-Max 50N и программного обеспечения AZtec.

В микроскопе SEM для формирования изображения или исследования образца используется пучок электронов.

Поверхности верхнего № 1 и нижнего № 2 образцов на рис. 3 являются базовыми поверхностями без обработки модификатором трения, имеют однородную структуру с чередующимися неглубокими впадинами и микровыступами, представляющими собой след резца после механической обработки ролика.

На спектрах видны пики, соответствующие характеристическим линиям элементов с точностью определения 0,1 % мас. Проведенный в различных точках покрытий рентгеноспектральный микроанализ поверхности образцов № 1 и № 2 подтвердил наличие элементов из состава материала — сталь.

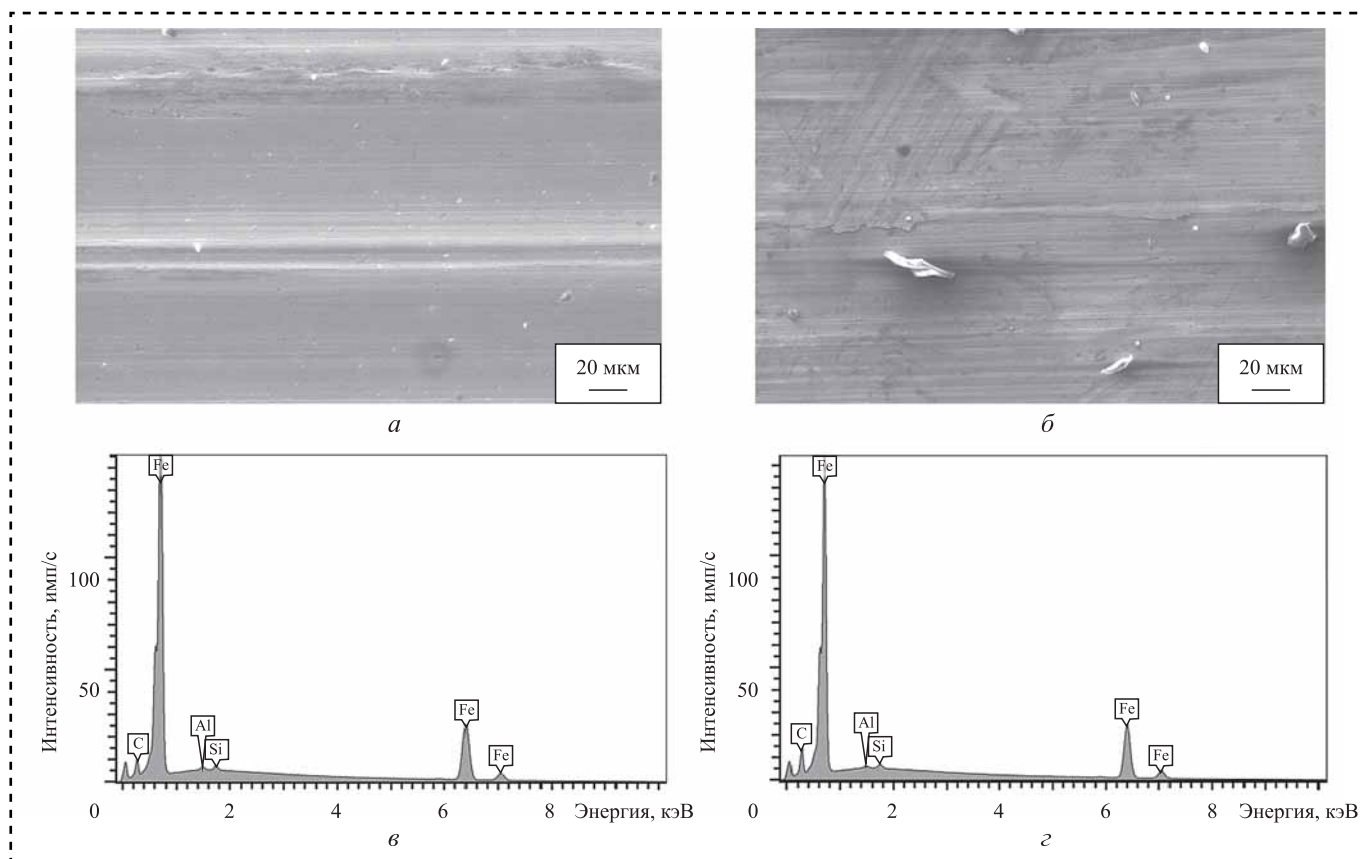
На поверхности образцов содержатся преимущественно железо, углерод и кремний, что характерно для стали. Скачки спектра на рисунке объясняются наличием загрязнения на поверхности образца № 2, оно же представлено в правой части электронного изображения поверхности рис. 2, г.

Поверхности верхнего № 3 и нижнего № 4 образцов, обработанные модификатором трения в виде мягкого алюминия представлены на рис. 4, а, б.

На поверхности образцов имеются вторичные структуры, представляющие собой равномерное покрытие с чередующимися микровыступами с ярко выраженными пиками (чешуйками) образованных вторичных структур.

Проведенный в различных точках покрытий рентгеноспектральный микроанализ поверхности образцов № 3 и № 4 подтвердил наличие в составе образующихся покрытий элементов из состава материала образцов № 1 и № 2 соответственно, а также материала модификатора трения, а именно алюминия, а также наличие





**Рис. 3.** Электронные изображения поверхностей (*а, б*) и обзорные спектры элементного состава поверхности (*в, г*): *а, в* — образец № 1; *б, г* — образец № 2

линии кислорода, свидетельствующее о присутствии оксидов указанных металлов на поверхности образца.

Вторичные структуры, образовавшиеся на поверхности образцов № 3 и № 4, содержат преимущественно оксид железа и оксид алюминия. Анализ спектров различных участков образцов показывает, что алюминий присутствует на поверхности в достаточно большом количестве. Массовая доля основных элементов, %, составляет:

- образец № 3 — Fe (74,1), O (16,1) и Al (6,8);
- образец № 4 — Fe (91,8), O (6,5) и Al (1,1).

При этом следует отметить определенную однородность поверхности с ярко выраженными образованными островками вторичных структур. Наличие алюминия во вторичных структурах на поверхности образцов № 3 и № 4 свидетельствует о его переносе на верхний ролик и переносе материала модификатора с верхнего образца на нижний, при этом наблюдается уменьшение шероховатости поверхности как следствие увеличения фактической площади

касания в контакте. Это подтверждает предположение о защите поверхности контртела от износа за счет гарантированного переноса материала модификатора трения из зоны трибонконтакта на поверхность контртела и подтверждает промежуточные выводы, полученные при анализе морфологии поверхности образцов.

Суммарные спектры элементного состава образцов № 3 и № 4 представлены на рис. 5 на стр. 3 обложки. На поверхности образцов в составе образующихся покрытий содержатся элементы из состава материала образцов № 1 и № 2 соответственно, а также материала модификатора трения, а именно Fe, Al, а также наличие линии кислорода, свидетельствующее о присутствии оксидов указанных металлов на поверхности образца.

Наличие Al во вторичных структурах на поверхности образца свидетельствует о его переносе с верхнего ролика, в результате термомеханических процессов во фрикционном контакте и активизации диффузионных процессов при перемешивании материала модификатора трения с материалом контртела. Это в свою очередь

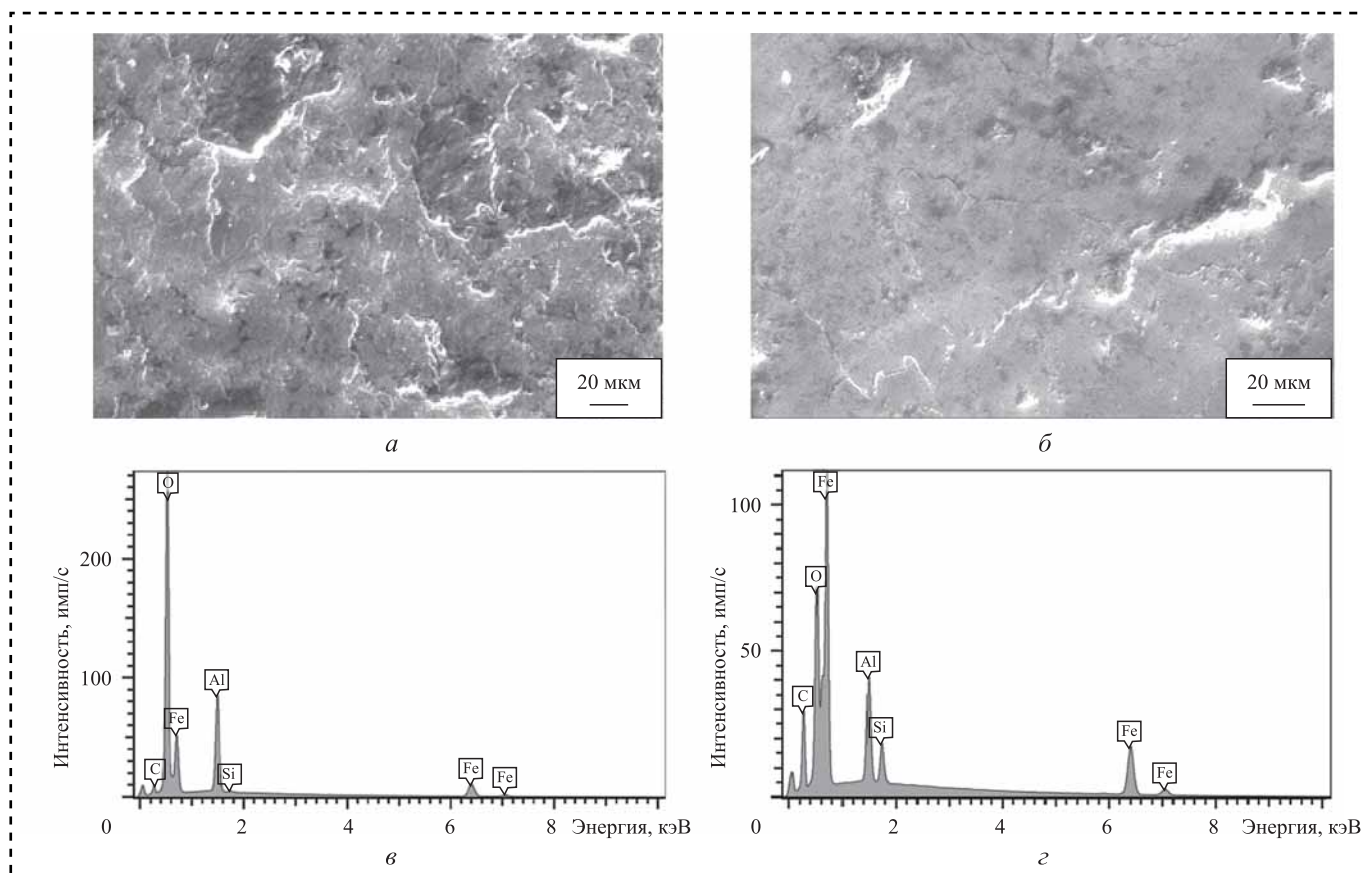


Рис. 4. Электронные изображения поверхностей (а, б) и обзорные спектры элементного состава поверхности (в, г): а, в — образец № 3; б, г — образец № 4

позволяет сделать вывод о защите поверхности контртела от износа за счет гарантированного переноса материала модификатора трения из зоны трибоконтакта на поверхность контртела.

Анализ представленных данных при подаче модификатора трения в виде твердого алюминия позволяет сделать заключение о том, что вторичные структуры, образовавшиеся на поверхности образцов № 5 и № 6, также содержат преимущественно оксиды железа и алюминия. Анализ спектров различных участков образцов показывает, что алюминий присутствует на поверхности в меньшей степени, чем у образцов № 3 и № 4. Массовая доля основных элементов, %, составляет:

— образец № 5 — Fe (77,7), O (17,4), C (3,1) и Al (1,6);

— образец № 6 — Fe (85,5), O (9,9) и Al (3,9).

Суммарные спектры элементного состава образцов № 5 и № 6 представлены на рис. 6 на стр. 3 обложки.

При этом следует отметить неоднородность поверхности с ярко выраженными образованными островками вторичных структур.

## Заключение

Эффективная работа модификатора трения в виде мягкого алюминия обусловлена лучшим нанесением на поверхность за счет своих физико-механических свойств, уменьшением шероховатости поверхности, что способствует вытеснению загрязнителя с поверхности образцов за счет уменьшения невыдавляемых объемов и повышения коэффициента трения за счет увеличения фактической площади касания в трибоконтакте. Достаточный объем материала модификатора на поверхности верхнего образца объясняется наличием прочной химической связи между компонентами поверхности образца и материала модификатора трения. Присутствие алюминия во вторичных структурах на поверхности образцов свидетельствует о его переносе с верхнего ролика в зону трения даже в условиях подачи твердого материала модификатора, что согласуется с ранее проведенными исследованиями.

**Библиографический список**

1. **Bulavin Y.P., Volkov I.V., Kononov P.Y.** Models of Locomotive Traction Drives for the Improvement of Sand Feeding System // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2021. 666 (4): 042089. DOI: 10.1088/1755-1315/666/4/042089.
2. **Dumitriu M.** Modeling of railway vehicles for virtual homology from dynamic behavior perspective // Applied Mechanics and Materials. 2013. Vol. 371. P. 647–651.
3. **Wolter K.U., Zacher M., Slovak B.** Correlation between track geometry quality and vehicle reactions in the virtual rolling stock homology process // 9<sup>th</sup> World Congress on Railway Research. 2011.
4. **Харламов П.В.** Мониторинг изменений упруго-диссипативных характеристик для решения задач по исследованию трибологических процессов в системе "железнодорожный путь — подвижной состав" // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2021. № 1. С. 122–129. DOI: 10.46973/0201-727X\_2021\_1\_122.
5. **Metal** plating of friction surfaces of the "wheel—rail" pair / V.V. Shapovalov et al. // Journal of Friction and Wear. 2020. Vol. 41. No. 4. P. 338–346.
6. **Пат. РФ № RU 2740465 С1.** Способ термоплакирования стальных поверхностей трения / В.В. Шаповалов, В.Б. Мишиненко, П.Н. Щербак, П.В. Харламов и др.; В61К 3/02, № заявки 2019145543, заявл. 30.12.2019; опубл. 14.01.2021.
7. **Пат. РФ № RU 2750585 С1.** Способ модифицирования систем термоплакирования стальных поверхностей трения / В.В. Шаповалов, В.Б. Мишиненко, А.Л. Озябкин, П.В. Харламов и др.; В61К 3/02, № заявки 2020134704, заявл. 21.10.2020; опубл. 29.06.2021.
8. **NewView 600.** Microscope Application Manual. [Электронный ресурс]. URL: <https://engineering.tufts.edu/microfab/documents/Zygo.pdf> (дата обращения 15.08.2021).
9. **Программа** и методики исследования свойств модифицированного покрытия поверхности трибоконтакта ПП.0203.001-ПМ. Ростов н/Д.: РГУПС. 20 с.
10. **Мантуров Д.С.** Методы повышения износостойкости металлополимерных и металлических трибосистем // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2020. № 2. С. 15–24.

**УВАЖАЕМЫЕ КОЛЛЕГИ!**

Донской государственный технический университет  
приглашает Вас принять участие в работе научно-технической конференции

**«Современные тенденции развития инструментальных систем  
и металлообрабатывающих комплексов»,**

посвященной памяти заслуженного деятеля науки и техники РФ,  
д.т.н., профессора Анатолия Андреевича Рыжкина  
Конференция состоится **21 января 2022 года**  
в Донском государственном техническом университете  
(г. Ростов-на-Дону, Россия).

**НАПРАВЛЕНИЯ РАБОТЫ КОНФЕРЕНЦИИ**

- Технологические системы механической и физико-технической обработки материалов
- Трение, изнашивание и смазочные материалы
- Информационные технологии в металлообработке
- Расчет и конструирование технологического оборудования
- Подготовка и повышение квалификации специалистов для наукоемких технологий в машиностроении

Адрес: 344000, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1, ДГТУ  
Кафедра «Металлорежущие станки и инструмент» к. 1-284  
Тел. (863) 2738–777, 8-951-539-51-59, 8-909-430-26-48  
E-mail: [spu-55.1@donstu.ru](mailto:spu-55.1@donstu.ru).



**М.П. Шишкарев**, д-р техн. наук  
(Донской государственной технической университет, г. Ростов-на-Дону)  
E-mail: shishkarevm@mail.ru

## Применение двухконтурной отрицательной обратной связи в адаптивных фрикционных муфтах

*Введение в принципиальную схему адаптивной фрикционной муфты двухконтурной отрицательной обратной связи с разделением времени действия контуров и выключением одного из контуров в интервале значений коэффициента трения позволяет повысить номинальный вращающий момент при сохранении точности срабатывания муфты. Доказано, что точность срабатывания муфты выше в том случае, когда максимальный вращающий момент при действии второго контура обратной связи больше, чем максимальный вращающий момент при действии первого контура обратной связи, а минимальные вращающие моменты одинаковы.*

*It is shown that the introduction of the concept of adaptive friction clutches of the dual negative feedback with time sharing of the action of the circuits and shutting down one of the paths in the interval of values of the friction coefficient allows to increase the rated torque while maintaining the accuracy of clutch operation. It is proved that the accuracy of clutch operation is higher in the case where the value of the maximum torque under the action of the second feedback loop is greater than the maximum torque under the action of the first feedback loop, and minimum torques are the same.*

**Ключевые слова:** адаптивная фрикционная муфта, отрицательная обратная связь, контур обратной связи, нагрузочная характеристика.

**Keywords:** adaptive friction coupling, negative feedback, feedback loop, load characteristic.

### Введение

В работе [1] изложены результаты исследований адаптивного фрикционного контакта (АФК) с двухконтурной отрицательной обратной связью, которая является основной частью адаптивных фрикционных муфт (АФМ) данного типа. Параллельно действующие (по времени) контуры обратной связи охватывают соответствующие фрикционные группы, связанные между собой. Подобная внутрискруктурная связь позволяет существенно (в 3—4 раза) повысить точность срабатывания муфты (по величине коэффициента точности), однако, ввиду большего значения коэффициента усиления (КУ) обратной связи, резко снижается номинальная нагрузочная способность.

Выявленный недостаток приводит к необходимости увеличения силы замыкания пар трения фрикционных групп и, как следствие, — к росту габаритных размеров и массы муфты.

Определенной альтернативой известным решениям может служить схема АФК с дифферен-

цированными значениями КУ контуров обратной связи, однако это не приводит к заметному повышению его нагрузочной способности [2].

Используя основную идею принципа повышения номинальной нагрузочной способности АФМ, основанного на задержке начала действия управляющего устройства (УУ) при  $f_{\min}$  — минимальном значении коэффициента трения в реальных условиях эксплуатации пар трения, можно построить принципиальную схему муфты на основе введения второго контура отрицательной обратной связи.

В данном случае работа одного контура обратной связи должна быть заблокирована, по меньшей мере при  $f_{\min}$ , другой контур должен функционировать в период времени блокирования работы первого контура и выключаться при включении последнего. Тогда настроечное значение вращающего момента АФМ при  $f_{\min}$  будет больше, что положительно отразится на точности срабатывания [3].

**Цель работы** — исследование двухконтурной отрицательной обратной связи с разделением времени действия контуров и выключением



одного из контуров в интервале значений коэффициента трения.

Указанный принцип реализован в конструкции АФМ, принципиальная схема которой показана на рис. 1. Полумуфты 1 и 2 связаны между собой при помощи фрикционной группы, состоящей из дисков трения 3 и 4. Диски 3 связаны с барабаном полумуфты 2, диски 4 — с нажимным диском 5, установленным с возможностью свободного поворота относительно ступицы полумуфты 1 (рис. 1, а).

Первый контур отрицательной обратной связи основан на УУ, состоящем из тел качения 6, которые размещены с зазором в скошенных гнездах нажимного диска 5 и упорного диска 7 (рис. 1, б).

УУ второго контура отрицательной обратной связи состоит из тел качения 8, размещенных с зазором в скошенных гнездах стакана 9, связанного с нажимным диском 5 при помощи шпонки 10, и опорной втулки 11, связанной при помощи шпонки 12 со ступицы полумуфты 1.

Стакан 9 опирается на жесткий упор 13, закрепленный на полумуфте 1. Опорная втулка 11 поджата пружиной 14 в направлении фрикционной группы и опирается на нажимной диск 5 через упорный подшипник.

Грани скошенных гнезд выполнены в виде двух поверхностей, расположенных под различными углами к плоскости, проходящей через центр тела качения 8 и ось вращения муфты (рис. 1, в).

Кроме пружины 14 силовое замыкание фрикционной группы осуществляется также пружиной 15. Для уменьшения трения между соответствующими элементами муфты установлены упорные подшипники (рис. 1, а).

Зазоры между телами качения 8 и гранями гнезд приняты больше, чем между телами ка-

чения 6 и соответствующими гранями гнезд, поэтому при передаче вращающего момента от одной полумуфты к другой тела качения 8 вступают в контакт с гранями гнезд раньше тела качения УУ первого контура. При  $f_{\min}$  настроечный вращающий момент АФМ равен

$$T_{\min} = z R_{\text{cp}} f_{\min} (F_{\text{п}} + F_{\text{п1}} - F_{\text{р1}} + F_{\text{тр1}}), \quad (1)$$

где  $z$  — число пар трения фрикционной группы;

$R_{\text{cp}}$  — средний радиус поверхностей трения фрикционных пар;

$F_{\text{п}}$  — сила натяжения пружины 15;

$F_{\text{п1}}$  — сила натяжения пружины 14;

$F_{\text{р1}}$  — распорная сила УУ второго контура отрицательной обратной связи;

$F_{\text{тр1}}$  — сила трения между опорной втулкой 11 и шпонкой 12.

Значение распорной силы  $F_{\text{р1}}$  вычисляли по следующей формуле:

$$F_{\text{р1}} = \frac{T_{\min}}{r} \operatorname{tg} \alpha_1, \quad (2)$$

где  $\alpha_1$  — угол скоса боковой поверхности гнезда под тело качения 8 (см. рис. 1, в);

$r$  — радиус окружности, на которой расположены тела качения 8.

Силу трения  $F_{\text{тр1}}$  определяли по формуле [4]:

$$F_{\text{тр1}} = \frac{2T_{\min}}{d} f_1, \quad (3)$$

где  $f_1$  — коэффициент трения между опорной втулкой 11 и шпонкой 12;

$d$  — диаметр посадочной поверхности ступицы полумуфты 1 под опорную втулку 11.

После подстановки правых частей формул (2) и (3) в уравнение (1) и решения его относительно неизвестного  $T_{\min}$  получаем:

$$T_{\min} = z (F_{\text{п}} + F_{\text{п1}}) R_{\text{cp}} \frac{f_{\min}}{1 + z f_{\min} (C_1 - 2 R_{\text{cp}} f_1 / d)}, \quad (4)$$

где  $f_1 = \text{const}$  [5].

С увеличением коэффициента трения возрастает и значение потенциального вращающего момента, который при перегрузке способна без буксования передать муфта [6]. Увеличение вращающего момента при перегрузке приводит, согласно соотношению (2), к росту распорной силы  $F_{\text{р1}}$  и к уменьшению действия пружины 14.

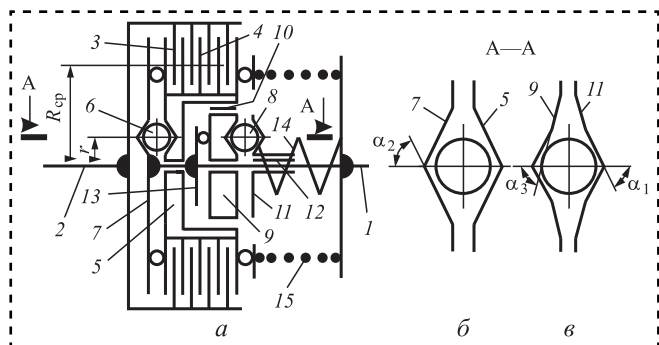


Рис. 1. Принципиальная схема АФМ с двухконтурной отрицательной обратной связью





Поэтому в интервале значений коэффициента трения  $f_{\min} \dots f_k$  (где  $f_k$  — критическое значение коэффициента трения, соответствующее равенству  $F_{p1} = F_{n1} + F_{tp1}$ ) вращающий момент АФМ равен:

$$T_i = z(F_n + F_{n1})R_{cp} \frac{f_i}{1 + z f_i (C_1 - 2R_{cp} f_1/d)}. \quad (5)$$

По достижении времени, когда прекращается действие пружины 14 на нажимной диск 5, значение вращающего момента АФМ становится равным:

$$T_k = zF_n R_{cp} f_k. \quad (6)$$

Поскольку формула (5) справедлива и при  $f_k$ , приравнявая друг к другу правые части формул (5) и (6), получаем уравнение, решив которое, найдем:

$$f_k = \frac{F_{n1}}{zF_n (C_1 - 2R_{cp} f_1/d)}. \quad (7)$$

После того как значение коэффициента трения станет равным  $f_k$ , зазоры между телами качения  $b$  и боковыми стенками гнезд исчезнут, и начнет действовать УУ обратной связи первого контура. Одновременно с этим тела качения  $\delta$  переходят на участки поверхностей боковых стенок гнезд с углом давления  $\alpha_2$  (см. рис. 1,  $\theta$ ).

Формула для определения вращающего момента АФМ в данном случае имеет вид:

$$T_i = zR_{cp} f_i (F_n - F_{p2}), \quad (8)$$

где  $F_{p2}$  — распорная сила УУ первого контура обратной связи:

$$F_{p2} = \frac{T_i}{2r} \operatorname{tg} \alpha_3, \quad (9)$$

где  $\alpha_3$  — угол скоса боковой стенки гнезда под тело качения  $b$  (см. рис. 1,  $\theta$ ).

В формуле (9) учтено обстоятельство, что после начала действия УУ первого контура обратной связи тела качения каждого УУ передают половину вращающего момента АФМ.

После подстановки правой части формулы (9) в формулу (8) и решения составленного уравнения относительно неизвестного  $T_i$  находим:

$$T_i = zF_n R_{cp} \frac{f_i}{1 + 0,5zC_2 f_i}, \quad (10)$$

где  $C_2$  — КУ первого контура обратной отрицательной связи,  $C_2 = R_{cp} \operatorname{tg} \alpha_3/r$ .

При условии  $f_i = f_k$  значение вращающего момента  $T_i$ , вычисленное по формуле (10), очевидно, меньше значения вращающего момента  $T_k$ , определяемого по формуле (6), т.е. перед началом действия УУ первого контура обратной связи. В данном случае уменьшение распорной силы  $F_{p1}$  компенсируется увеличением угла давления  $\alpha_2$  (см. рис. 1,  $\theta$ ).

Таким образом, при  $f_i = f_k$  происходит уменьшение вращающего момента АФМ (рис. 2, участок BC нагрузочной характеристики), связанное с действием УУ первого контура обратной отрицательной связи. При действии только УУ второго контура обратной отрицательной связи в интервале значений коэффициента трения  $f_{\min} \dots f_k$  кривая нагрузочной характеристики АФМ является возрастающей (рис. 2, участок AB). В интервале  $f_k \dots f_{\max}$  нагрузочная характеристика также является возрастающей согласно функции (10) (см. рис. 2, участок CD).

Условие осевого равновесия опорной втулки 11 при уменьшении вращающего момента до значения, соответствующего точке C (см. рис. 2), имеет следующий вид:

$$F_{p3} = F_{n1} - F_{tp,2}, \quad (11)$$

где  $F_{p3}$  — новое значение распорной силы УУ второго контура обратной отрицательной связи;

$F_{tp,2}$  — сила трения между опорной втулкой 11 и шпонкой 12 при  $f_i = f_k$ .

Распорную силу  $F_{p3}$  вычисляли по формуле:

$$F_{p3} = \frac{T_i}{2r} \operatorname{tg} \alpha_2. \quad (12)$$

В формуле (12) значение вращающего момента  $T_i$  определяется по соотношению (10) при

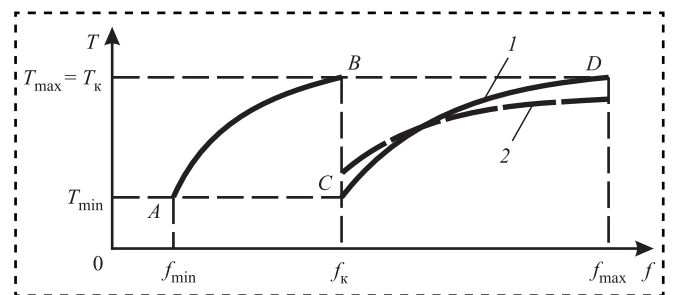


Рис. 2. Нагрузочная характеристика АФМ

значении  $f_i = f_k$ . Значение силы трения  $F_{тр.2}$  определяли по формуле:

$$F_{тр.2} = \frac{T_i}{d} f_1. \quad (13)$$

После подстановки правых частей формул (12) и (13) в равенство (11) получили, с учетом формул (7) и (10):

$$C_3 = \frac{F_{п1}}{F_{п}} C_2 + 2C_1 - \frac{6R_{сп}}{d} f_1, \quad (14)$$

где  $C_3$  — новое значение КУ второго контура обратной отрицательной связи,  $C_3 = R_{сп} \operatorname{tg} \alpha_2 / r$ .

Используя формулу (14), можно вычислить необходимое значение КУ  $C_3$ , удовлетворяющее условию равновесия опорной втулки  $II$  после вступления в работу УУ первого контура обратной связи, затем определить соответствующее значение угла давления  $\alpha_2$ .

Формула (14) указывает на существование функциональной связи между значениями КУ  $C_1, C_2, C_3$ .

### Определение основных параметров АФМ

Значение  $C_1$  может быть вычислено на основе условия, заключающегося в том, что при передаче вращающего момента  $T_{\min}$  действие распорной силы  $F_{р1}$  не должно приводить к отжатию опорной втулки  $II$ :

$$F_{р1} < F_{п1} + F_{тр1}.$$

Используя в последнем неравенстве формулы (2)–(4), находим:

$$C_1 < \frac{2R_{сп}f_1}{d} + \frac{F_{п1}}{zF_{п}f_{\min}}. \quad (15)$$

Кроме увеличения нагрузочной способности АФМ, важным является одновременное повышение точности срабатывания [7]. Имея в виду показанный на рис. 2 характер кривой нагрузочной характеристики муфты, можно предположить, что наиболее высокая точность ее срабатывания достигается в том случае, когда выполняются следующие неравенства:

$$\begin{aligned} T_B &\geq T_D; \\ T_C &\geq T_A, \end{aligned} \quad (16)$$

где  $T_A, T_B, T_C$  и  $T_D$  — вращающие моменты, соответствующие точкам  $A, B, C$  и  $D$  на рис. 2.

Участок кривой  $CD$  I соответствует условиям (16) в форме равенств, а участок кривой  $CD$  2 отражает условия (16) в форме неравенств. Кроме того, возможны варианты условий (16), когда одно из них может быть представлено в форме равенства, а другое — в форме неравенства. В случае невыполнения хотя бы одного из условий (16) точность срабатывания АФМ, вероятно, будет ниже, так как одно из значений вращающего момента (минимальное или максимальное), которые определяют точность срабатывания муфты, будет соответственно меньше или больше.

Установим ограничения значения КУ  $C_2$ , удовлетворяющие условиям (16). Из первого условия (16), с учетом формул (6), (7) и (10) (при  $f_i = f_{\max}$ ), получаем:

$$C_2' \geq \frac{2[zF_{п}f_{\max}(C_1 - 2R_{сп}f_1/d) - F_{п1}]}{zF_{п1}f_{\max}}. \quad (17)$$

Из второго условия (16), с учетом формул (4), (7) и (10) (при  $f_i = f_{\max}$ ), найдем:

$$C_2'' \leq \frac{2F_{п} [F_{п1} - zF_{п}f_{\min}(C_1 - 2R_{сп}f_1/d)]}{zF_{п1}(F_{п} + F_{п1})f_{\min}}. \quad (18)$$

Сопоставление величин КУ по соотношениям (17) и (18) в целях установления достаточности этих соотношений для удовлетворения условий (16) показывает, что неравенство вида  $C_2' < C_2''$  выполняется при значениях

$$z < \frac{(m+1)F_{п} + F_{п1}}{F_{п}f_{\max}(C_1 - 2R_{сп}f_1/d)}, \quad (19)$$

где  $m$  — относительная ширина интервала изменения коэффициента трения,  $m = f_{\max}/f_{\min}$ .

При выполнении условий (16) коэффициент точности АФМ [4] вычисляем по формуле:

$$\begin{aligned} K_T &= \frac{T_k}{T_{\min}} = \\ &= \frac{F_{п1}}{F_{п} + F_{п1}} \left[ \frac{1}{z f_{\min}(C_1 - 2R_{сп}f_1/d)} + 1 \right]. \end{aligned} \quad (20)$$

Формула (20) записана с учетом соотношений (4), (6) и (7).



Запишем соотношение (15) в виде следующего равенства:

$$C_1 = \frac{2R_{cp}}{d} f_1 + \frac{F_{п1}}{zF_{п}f_{min}} n, \quad (21)$$

где  $n$  — коэффициент,  $n < 1$ .

В соответствии с равенством (21) формула (20) принимает следующий вид:

$$K_T = \frac{1}{n}. \quad (22)$$

Функция (22) убывающая по аргументу  $n$ , поэтому целесообразным представляется назначение величины  $C_1$ , близкой к величине, определяемой по правой части соотношения (15). Согласно формуле (7), это означает уменьшение коэффициента трения  $f_k$ , т.е. приближение точки  $B$  к точке  $A$  на рис. 2.

Одновременно этому способствует увеличение параметров  $z$  или  $F_{п}$ , хотя и в ограниченных пределах, в соответствии с ограничением значения  $z$  согласно соотношению (19).

С учетом равенства (21) формулы (17)—(19) запишем в следующем виде:

$$C_2' \geq \frac{2(nf_{max} - f_{min})}{zf_{min}f_{max}}; \quad (23)$$

$$C_2' \leq \frac{2F_{п}(1-n)}{zf_{min}(F_{п} + F_{п1})}; \quad (24)$$

$$1 < \frac{f_{min}[(m+1)F_{п} + F_{п1}]}{nF_{п1}f_{max}}.$$

На основе последнего неравенства можно определить ограничение сверху величины коэффициента  $n$ , удовлетворяющее условиям (16):

$$n < \frac{(m+1)F_{п} + F_{п1}}{mF_{п1}}.$$

Учитывая принятое ограничение коэффициента  $n$ , запишем

$$\frac{(m+1)F_{п} + F_{п1}}{mF_{п1}} = 1,$$

откуда получим соотношение между величинами сил натяжения пружин 14 и 15 при известной относительной ширине интервала  $m$  изменения коэффициента трения

$$F_{п1} = \frac{(m+1)F_{п}}{m-1}. \quad (25)$$

Соотношение (25) позволяет исключить силовые параметры  $F_{п}$  и  $F_{п1}$  из соотношений (21), (22) и (24):

$$C_1 = \frac{2R_{cp}}{d} f_1 + \frac{(m+1)n}{zf_{min}(m-1)}; \quad (26)$$

$$K_T = \frac{(m-1) + (m+1)n}{2mn}; \quad (27)$$

$$C_2'' \leq \frac{(m-1)(1-n)}{zf_{max}}. \quad (28)$$

Соответствующее ограничение числа пар трения фрикционной группы:

$$z < \frac{(m+1)m}{(m-1)(C_1 - 2R_{cp}f_1/d)f_{max}}. \quad (29)$$

Подстановка правой части равенства (26) в соотношение (29) приводит к безусловно выполняемому неравенству вида

$$1 < \frac{1}{n} \quad \text{или} \quad n < 1,$$

что соответствует принятому выше ограничению сверху коэффициента  $n$ . Поэтому назначение числа пар трения  $z$  может проводиться исходя из требуемой нагрузочной способности АФМ при заданных габаритах. Вычисленное (по принятой величине  $z$ ) значение  $C_1$  по формуле (26) обеспечивает безусловное выполнение неравенства (29).

На основании соотношений (23) и (28) можно найти верхнее граничное значение коэффициента  $n$ . Решая неравенство вида  $C_2' \leq C_2''$  с использованием указанных соотношений, находим:

$$n \leq \frac{m+1}{3m-1}.$$

Следовательно, значение коэффициента  $n$  зависит только от относительной ширины интервала изменения коэффициента трения.

При  $m = 8$  коэффициент  $n = 0,35$ , а коэффициент точности, вычисленный при этих данных по формуле (27), равен 1,61. Следовательно, наложение на рассматриваемый объект условий (16) приводит к ограничению точности срабатывания АФМ, т.е. ее надежности [8], поскольку значение

коэффициента  $m$  остается постоянным для конкретных фрикционных материалов пар трения.

Исследуем в связи с этим точность срабатывания АФМ в случае невыполнения хотя бы одного из условий (16). Очевидно, что следует принять невыполнение первого из условий (16), поскольку невыполнение второго условия означает сопутствующее ему снижение нагрузочной способности муфты [9].

Для рассматриваемого случая запишем следующее условие (см. рис. 2, кривая 2):

$$T_B < T_D.$$

Этому условию соответствуют значения  $C_2$ , удовлетворяющие неравенству вида

$$C_2''' < \frac{2[zF_{\Pi}f_{\max}(C_1 - 2R_{cp}f_1/d) - F_{\Pi 1}]}{zF_{\Pi 1}f_{\max}}$$

или, с учетом равенства (21),

$$C_2''' < \frac{2(nf_{\max} - f_{\min})}{zf_{\min}f_{\max}}. \quad (30)$$

Для достижения наибольшей точности срабатывания АФМ значение  $C_2'''$  должно быть максимальным, поскольку в этом случае уменьшается значение вращающего момента  $T_{\max}$ . Для этого должно выполняться равенство  $C_2''' = C_2''$ . Используя формулы (24) и (30), получаем:

$$n = \frac{(m+1)F_{\Pi} + F_{\Pi 1}}{(2F_{\Pi} + F_{\Pi 1})m}. \quad (31)$$

В данном случае число пар трения фрикционной группы должно быть равно

$$z = \frac{(m+1)F_{\Pi} + F_{\Pi 1}}{(C_1 - 2R_{cp}f_1/d)F_{\Pi}f_{\max}}.$$

Коэффициент точности АФМ в данном случае определяем по формуле:

$$K_T = \frac{T_{\max}}{T_{\min}} = \frac{2nf_{\max} + (m-1)(1-n)f_{\min}}{[2 + (m-1)(1-n)]f_{\min}}. \quad (32)$$

Для разработки способа повышения точности срабатывания АФМ исследуем влияние параметров  $F_{\Pi}$  и  $F_{\Pi 1}$  на коэффициент  $n$ , для чего используем формулу (31). Первая производная функции (31) по аргументу  $F_{\Pi}$  положительная, следовательно, значение коэффициента  $n$  возрастает с увеличением силы  $F_{\Pi}$ . Первая производная по аргументу  $F_{\Pi 1}$  отрицательная, поэтому увеличение силы  $F_{\Pi 1}$  приводит к уменьшению коэффициента  $n$ .

Исследование функции (32) показывает, что коэффициент точности АФМ возрастает по мере увеличения коэффициента  $n$ . Поэтому для повышения точности срабатывания муфты следует увеличивать силу  $F_{\Pi 1}$  и уменьшать силу  $F_{\Pi}$ .

На рис. 3 построены графики  $K_T(F_{\Pi 1}/F_{\Pi})$  — кривая 1,  $n(F_{\Pi 1}/F_{\Pi})$  — кривая 2 при  $f_{\min} = 0,1$ ,  $f_{\max} = 0,8$ ,  $m = 8$ . Кривая 1 показывает, что точность срабатывания АФМ в данном случае выше, чем при выполнении второго условия (16).

Преобразуем формулу (4) с учетом соотношения (21) к следующему виду:

$$T_{\min} = zF_{\Pi}(F_{\Pi} + F_{\Pi 1})R_{cp} \frac{f_{\min}}{F_{\Pi} + nF_{\Pi 1}}.$$

Первая производная данной функции по аргументу  $F_{\Pi 1}$  положительная, что указывает на увеличение нагрузочной способности АФМ при росте точности срабатывания.

Для оценки уровня нагрузочной способности исследуемой АФМ сравним ее по данному показателю с муфтой Н.Д. Вернера при одинаковой точности срабатывания [10]. Коэффициент точности муфты Н.Д. Вернера вычисляли по формуле:

$$K_{T1} = \frac{f_{\max}(1 + zCf_{\min})}{f_{\min}(1 + zCf_{\max})}.$$

Приравняв друг другу правые части этого равенства и формулы (32) и решая составленное уравнение относительно  $C$ , находим:

$$C = \frac{(1-n)[2f_{\max} + (m-1)(f_{\max} - f_{\min})]}{2zf_{\max}(nf_{\max} - f_{\min})}. \quad (33)$$

Формула (33) устанавливает значение КУ муфты Н.Д. Вернера, при котором муфта обладает такой же точностью срабатывания, как и исследуемая АФМ. Формулы для определения значений

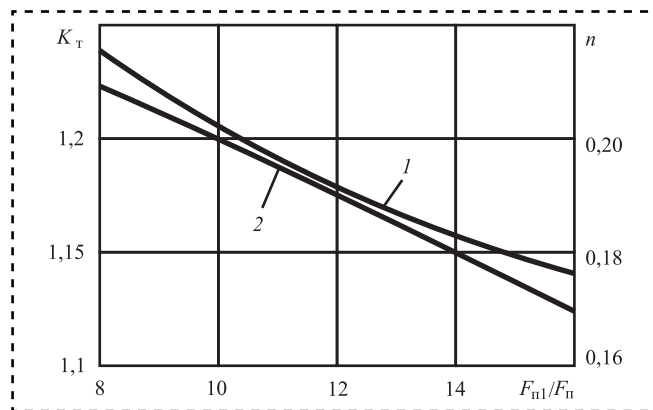


Рис. 3. Зависимости коэффициента точности и коэффициента  $n$  от отношения сил натяжения пружин 14 и 15



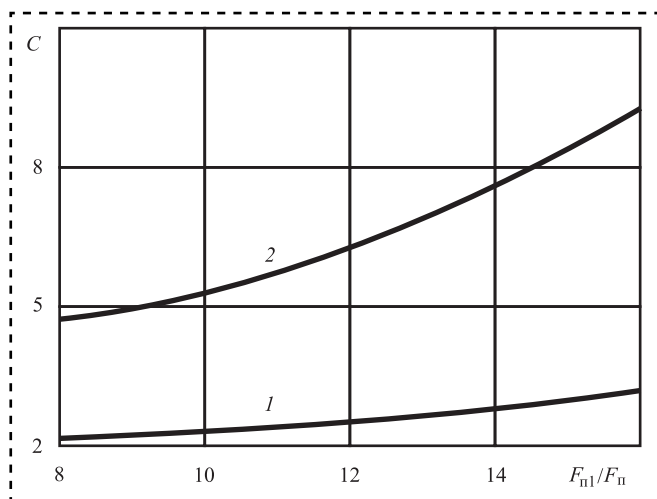


Рис. 4. Зависимости КУ от отношения сил натяжения пружин 14 и 15

вращающих моментов сравниваемых муфт имеют идентичную структуру, и влияние КУ на характер нагрузочной способности муфт одинаковое, в связи с чем проведем сравнение КУ (по формулам (21) и (33)), используя графический способ.

На рис. 4 показаны графики функций (21) и (33) (соответственно кривые 1 и 2), построенные по следующим исходным данным:  $R_{cp} = 0,1$  м,  $d = 0,08$  м,  $f_1 = 0,15$ ,  $f_{min} = 0,1$ ,  $f_{max} = 0,8$ . Отношение  $F_{n1}/F_n$  и соответствующие им коэффициенты  $n$  приняты по данным рис. 3.

Анализ графиков показывает, при всех значениях отношения  $F_{n1}/F_n$  выполняется неравенство  $C_1 < C$ , что указывает на более высокую нагрузочную способность исследуемой АФМ при равном значении силы замыкания фрикционной группы и равной с аналогом точности срабатывания.

### Заключение

В отличие от муфты-аналога двухконтурная отрицательная обратная связь с разделением времени действия контуров обеспечивает повышение номинальной нагрузочной способности АФМ.

При установленной функциональной связи между значениями КУ первого и второго контуров обратной связи АФМ с двухконтурной отрицательной обратной связью обладает более высокой точностью срабатывания.

Результаты исследования могут быть использованы при расчетах и проектировании АФМ первого поколения с двухконтурной отрицательной обратной связью, обладающей комплексом более высоких эксплуатационных характеристик.

### Выводы

Введение в принципиальную схему АФМ двухконтурной отрицательной обратной связи с разделением времени действия контуров и выключением одного из контуров при  $f_{max} > f_i > f_{min}$  позволяет повысить номинальный вращающий момент при сохранении точности срабатывания муфты.

Кривая нагрузочной характеристики АФМ имеет два различных участка, что обусловлено действием соответствующих контуров обратной связи.

Установлено существование функциональной связи между значениями КУ первого и второго контуров обратной связи.

При одинаковом с аналогом значении номинального вращающего момента АФМ с двухконтурной отрицательной обратной связью обладает более высокой точностью срабатывания.

Точность срабатывания АФМ выше в том случае, когда максимальный вращающий момент при действии второго контура обратной связи больше, чем максимальный вращающий момент при действии первого контура обратной связи, а минимальные вращающие моменты одинаковы.

### Библиографический список

1. Шишкарёв М.П. Теоретические основы применения двухконтурной отрицательной обратной связи в адаптивных фрикционных муфтах // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 19–21.
2. Шишкарёв М.П. Теоретические основы стабилизации выходного параметра адаптивного фрикционного контакта твердых тел // Известия вузов. Машиностроение. 2001. № 2–3. С. 17–23.
3. Шишкарёв М.П. Оптимальный способ настройки предохранительных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2006. № 3. С. 16–19.
4. Шишкарёв М.П. Определение эксплуатационных характеристик предохранительных пружинно-кулачковых муфт // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2011. № 2. С. 18–21.
5. Шишкарёв М.П. Синтез и анализ адаптивной фрикционной муфты со смешанной структурой обратной связи // Вестник машиностроения. 2004. № 3. С. 3–8.
6. Шишкарёв М.П. Особенности процесса срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2004. № 4. С. 3–7.
7. Шишкарёв М.П. О функциях адаптивных предохранительных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2006. № 7. С. 7–8.
8. Шишкарёв М.П. Повышение надежности адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2008. № 4. С. 6–9.
9. Шишкарёв М.П. Повышение нагрузочной способности и точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2010. № 5. С. 18–24.
10. Шишкарёв М.П. Уровень перегрузки при срабатывании адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2006. № 2. С. 13–15.



**Е.А. Зуев** (Национальный исследовательский университет "МЭИ"), (ООО "Идеальные инструменты"),  
**А.К. Воробьев** (Национальный исследовательский университет "МЭИ"), (ООО "Техностайл", Москва),  
**М.Н. Зуева** (Национальный исследовательский университет "МЭИ"), (ООО "Системный софт", Москва)  
E-mail: ZuevEuA@gmail.com, vorobyevAK93@gmail.com

## Обеспечение долговечности колонн гидравлических прессов с помощью бандажирования гайки при частичном разрушении резьбы

*Рассмотрены причины разрушения колонн мощных гидравлических прессов. Приведены расчеты по определению запаса прочности при затянутых и раскрытых стыках. Описана методика бандажирования гайки, применяемая для увеличения запаса прочности резьбового соединения при частично разрушенной резьбе колонны.*

*The reasons for the destruction of columns of powerful hydraulic presses. Described a method for banding the nut, which is used to increase the safety margin of a threaded connection, partially when the thread of the column is destroyed.*

**Ключевые слова:** гидравлический пресс, колонна, корродирование резьбы, усталостное разрушение, зарождение трещин, напряженно-деформированное состояние.

**Keywords:** hydraulic press, column, thread corrosion, fatigue failure, crack initiation, stress-strain state.

### Введение

Мощные гидравлические прессы, осуществляющие процессы обработки давлением, развивают самые большие, среди технологических машин, силы. Длительный срок службы обуславливает появление большого числа отказов, при этом значительная часть из них связана с разрушениями колонн.

Для колонн выполнено множество расчетов и проведены экспериментальные исследования, результаты которых позволяют определить напряженно-деформированное состояние и запас прочности с учетом конструктивных и технологических факторов. Эти расчеты показывают, что для колонн нет ограничений по времени эксплуатации. Ни один из заводов-производителей не назначает ресурс колонн, что косвенно подтверждает, что ее срок службы не ограничен.

Отказы колонн мощных гидравлических прессов могут быть вызваны в большинстве

случаев недостаточной силой затяжки [1]. Современная методика точного определения усилия затяжки колонн методом электротензометрии приведена в работе [2].

### Необходимость обеспечения предварительной затяжки

В процессе работы прессы из-за недостаточной силы предварительной затяжки может произойти раскрытие стыков между гайками и поперечинами (рис. 1). При возникновении достаточно больших зазоров их величина сказывается на геометрии поперечины и, как следствие, на качестве изготавливаемой продукции. В таком случае проводят очередную подтяжку гаек. Раскрытие стыков, не влияющее на технологию производства и качество продукции, обычно остается незамеченным.

В соответствии со статистической теорией подобия усталостного разрушения запас

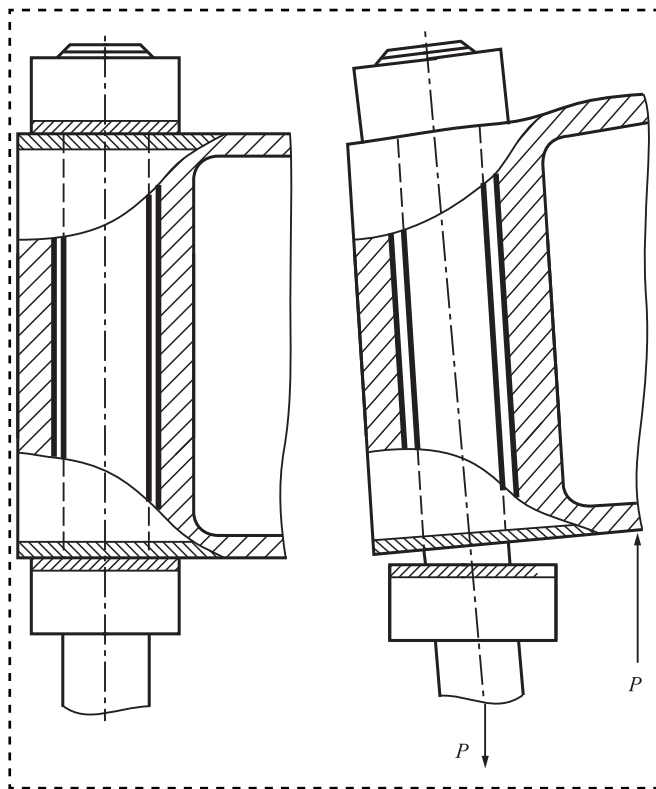


Рис. 1. Раскрытие стыка "колонна—внутренняя гайка—поперечина" при недостаточной силе предварительной затяжки под действием на колонну растягивающей силы

прочности для колонны с затянутыми стыками [3]:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m},$$

где  $\sigma_{-1}$  — предел выносливости при симметричном цикле лабораторного образца;

$\sigma_a$  — амплитудное значение номинальных напряжений;

$\sigma_m$  — среднее номинальное напряжение цикла;

$\psi_{\sigma}$  — коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла;

$K_{\sigma D}$  — суммарный коэффициент влияния на предел усталости концентрации напряжений, масштабного фактора и чистоты поверхности.

Коэффициент запаса обычно лежит в пределах  $n = 1,2 \dots 2,5$ . Такой запас достигается благодаря совместной работе узла "колонна—поперечина".

При раскрытых стыках колонный стакан перестает работать и соединение "колонна — внешняя шайка" несет на себе всю нагрузку. Коэффициент запаса прочности такого соединения:

$$n = \frac{\sigma_0}{K_{\sigma D} \sigma_r},$$

где  $\sigma_0$  — предел выносливости стали;

$\sigma_r$  — напряжения от рабочей нагрузки  $P_r$ .

При раскрытых стыках запас прочности за частую не превышает единицы.

### Расчет запаса прочности резьбового соединения при частичном повреждении резьбы

Отсутствие предварительной затяжки в конечном итоге приводит к отказу. Однако отказ — это не всегда полное разрушение колонны. На примере внешней резьбы колонны прессы с силой 10 тыс. т продемонстрируем частичное разрушение колонны, заключающееся в корродировании резьбы (рис. 2).

Коэффициент запаса прочности резьбы колонны зависит от суммарного коэффициента влияния на предел усталости концентрации напряжений, масштабного фактора и чистоты поверхности  $K_{\sigma D}$ , который прямо пропорционален коэффициенту  $a_{\sigma}$  концентрации напряжений. Это теоретический коэффициент, показывающий отношение максимальных действующих напряжений в резьбе к напряжениям в гладкой части колонны.

Коэффициент концентрации напряжений в резьбе определяли с использованием метода конечных элементов в осесимметричной постановке. Между колонной и гайкой — контактное взаимодействие. В гайке наложены ограничения на вертикальные перемещения по грани контакта с колонным стаканом, к колонне



Рис. 2. Частично корродированная внешняя резьба колонны

прикладывается растягивающая сила, создающая в гладкой части колонны напряжения  $\sigma = 1$  МПа (рис. 3).

Для резьбы колонны коэффициент концентрации напряжений  $a_\sigma = 13,7$  (рис. 4, а на стр. 4 обложки). При таком значении коэффициент запаса прочности не поврежденной колонны при затянутых стыках равен  $n = 1,72$ .

Уменьшая высоту профиля резьбы, оставляя другие размеры исходными, моделируем идеализированное корродирование резьбы (рис. 4, б на стр. 4 обложки). Проведя несколько расчетов, получаем график зависимости концентрации напряжений от процента поврежденной резьбы (рис. 5).

Рекомендуемый запас прочности для базовых деталей равен  $n_0 = 12$ , поэтому исходя из прямой зависимости коэффициента запаса прочности и коэффициента концентрации

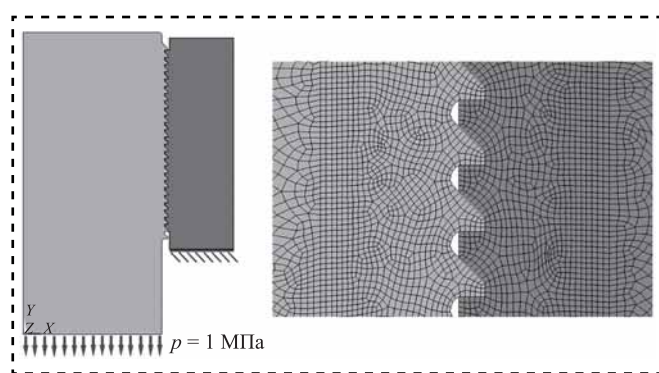


Рис. 3. Расчетная схема для определения коэффициента концентрации напряжений в резьбе

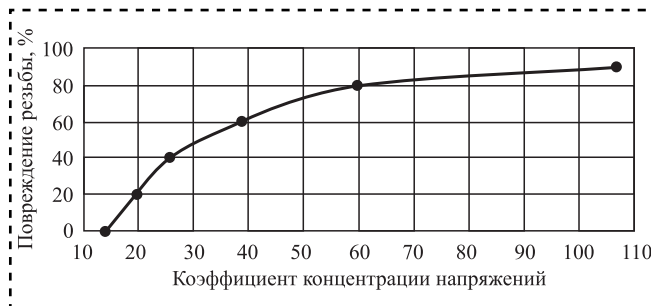


Рис. 5. График зависимости коэффициента концентрации напряжений в колонне от процента поврежденной резьбы

напряжений, предположили, что для обеспечения минимального запаса прочности представленной колонны коэффициент концентрации напряжений не должен превышать  $a_\sigma < 19$ , а процент повреждений резьбы, исходя из графика на рис. 6, не превышать 20 %.

### Увеличение запаса прочности с помощью бандажирования гайки при частичном повреждении резьбы

Если запас прочности колонны в результате повреждений становится ниже минимального рекомендуемого  $n_0 = 1,2$ , многократно увеличивается вероятность отказа. Учитывая уникальность мощных гидравлических прессов, производство, доставка и установка новой базовой детали взамен разрушенной является невыполнимой в короткие сроки задачей. Поэтому для продолжения эксплуатации

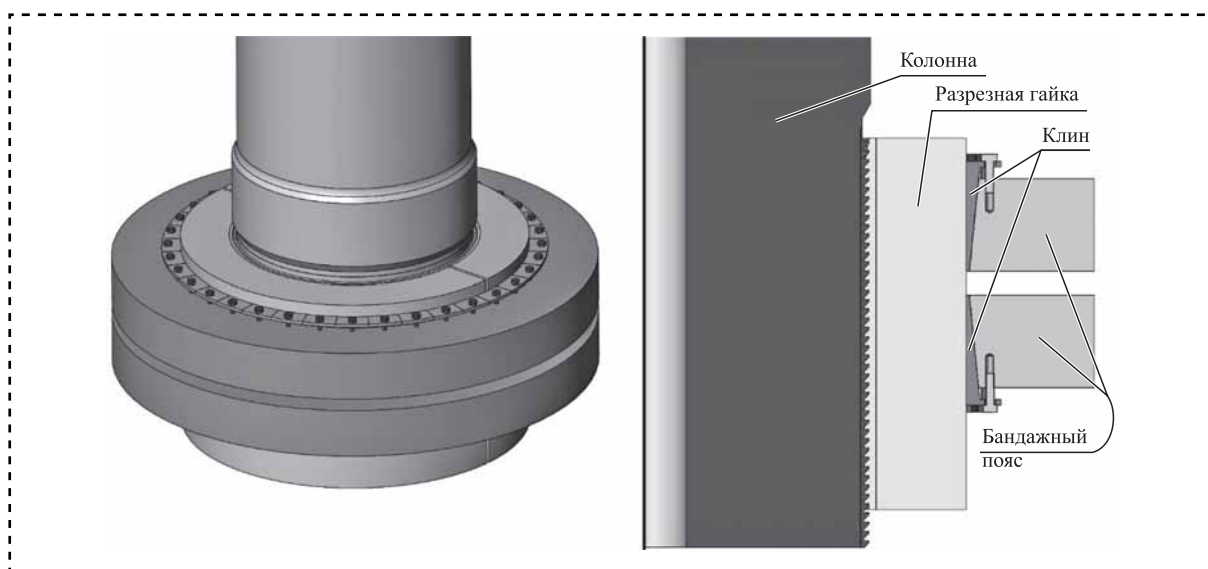


Рис. 6. Модель сборки бандажных поясов с распирающими клиньями



оборудования необходимо увеличить запас прочности поврежденного резьбового соединения.

Добиться требуемого результата можно несколькими способами. Самый распространенный из них — нарезание новой внешней резьбы меньшего диаметра и изготовление новой гайки. В работе [4] разработаны специальные резьбы ВНИИМЕТМАШ-I и ВНИИМЕТМАШ-II, которые дали коэффициенты концентрации напряжений  $a_\sigma = 6,35$  и  $a_\sigma = 5,3$  соответственно. Однако из-за отсутствия оборудования для обработки крупногабаритных деталей не всегда есть техническая возможность провести данную модернизацию.

Для случаев когда невозможно нарезать новую резьбу, предложен метод бандажирования гайки (рис. 6). На гайку "на горячую" надевают пояса бандажа и монтируют распирающие клинья. При остывании бандаж сжимает разрезную гайку, часть резьбы гайки пластически деформируется, тем самым увеличивая площадь соприкосновения.

Для определения необходимых геометрических размеров поясов бандажа провели серию расчетов. К колонне прикладывали максимальную силу затяжки, а пояса бандажа охлаждали до 180 °С. Действие бандажа на гайку перераспределяет напряженное состояние витков резьбы. Если без бандажа наиболее нагруженными являлись первые витки гайки, то после сжатия воспринимать усилие начинает большая часть витков. На рис. 7 (на стр. 4 обложки) представлено три расчетных случая под рабочей нагрузкой: напряжения в неповрежденной резьбе (рис. 7, а); напряжения в поврежденной резьбе (рис. 7, б); напряжения в поврежденной резьбе с установленным бандажом (рис. 7, в).

Проведенные расчеты показывают работоспособность данного метода. Запас прочности резьбового соединения при повреждении 40 % высоты резьбы составляет порядка

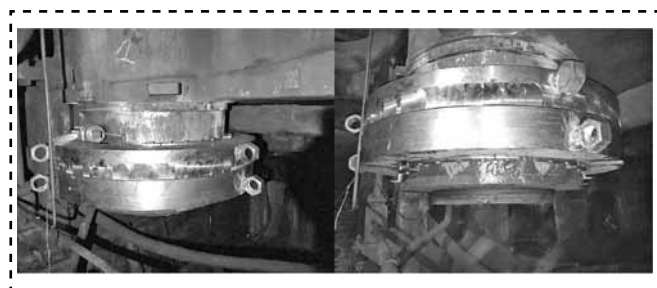


Рис. 8. Бандаж, установленный на гайку колонны с поврежденной резьбой во время проведенного восстановительного ремонта в 2018 г.

$n_0 = 1,4$ , а при 50 % —  $n_0 = 1,24$ , что в теории обеспечивает не только временное использование до момента производства новой колонны и ее установки, а допускает дальнейшее использование колонны с поврежденной резьбой при условии сохранения проектного режима работы с достаточно затянутыми стыками.

Для практического подтверждения описанной методики повышения прочности при частично поврежденной резьбе в 2018 г. на внешней гайке пресса силой 10 тыс. т смонтирована система бандажных колец (рис. 8). При этом участки сильно поврежденной резьбы были заполнены двухкомпонентным композитным материалом для обеспечения лучшего контакта. Повреждения резьбы составляли примерно от 40 до 60 %.

### Заключение

Мощные гидравлические прессы — уникальное крупногабаритное оборудование, работающее на металлургических заводах России, находится в эксплуатации более 30—50 лет. Для них не производят запасных деталей "про запас", поэтому при "внезапном" разрушении быстрая замена детали на новую становится невыполнимой задачей.

Метод бандажирования гайки позволяет увеличить прочность поврежденного резьбового соединения в тех случаях, когда нет возможности нарезать новую резьбу или необходимо в кратчайшие сроки восстановить работоспособность оборудования.

Установленный специалистами ООО "Надежность ТМ" в 2018 г. бандаж на прессе 10 тыс. т силы позволил обеспечить необходимую для нормальной работы пресса затяжку колонны. При этом удалось достичь равномерности нагружения всех колонн при максимально возможной силе пресса.

### Библиографический список

1. Сурков И.А. Установление причин и предупреждение разрушений колонн мощных гидравлических прессов // КШП-ОМД. 2004. № 3. С. 42—45.
2. Зуев Е.А., Зуева М.Н. Определение напряженно-деформированного состояния колонн гидравлических прессов методом электротензометрии // Справочник. Инженерный журнал. 2019. № 08 (269). С. 27—30.
3. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.
4. Артюхов В.П. Изыскание оптимального профиля резьбы тяжело нагруженных резьбовых соединений для конструкций мощных прессов и других металлургических машин: дис. ... канд. техн. наук. М.: ВНИИМЕТМАШ, 1963. 135 с.





**Л.Ю. Руднева**, канд. техн. наук, **И.Ю. Зайцев**  
(МИРЭА — Российский технологический университет, Москва)  
E-mail: rudnewal@list.ru

## Автоматизированные системы управления машиностроительным технологическим оборудованием на основе многоуровневой сети ЭВМ

*Предложен методологический подход к проектированию автоматизированных систем управления машиностроительным технологическим оборудованием на основе многоуровневой сети ЭВМ. Сформулирован общий принцип построения — принцип дерева систем управления.*

*A methodological approach to the design of automated control systems for machine-building technological equipment based on a multi-level computer network is proposed. The most general principle of construction is formulated — the principle of a control systems.*

**Ключевые слова:** автоматизация, система группового управления, центральная ЭВМ, эшелон управления.

**Keywords:** automation, group control system, central computer, control echelon.

### Введение

Развитие принципов построения автоматизированных систем управления (АСУ) машиностроительным технологическим оборудованием тесно связано с развитием вычислительной техники. Системы группового управления положили начало развитию числового программного управления сложными системами. Применение принципа централизованного управления в подобного рода системах было очевидным, так как объединение и координация группы станков и вспомогательного технологического оборудования (транспортно-складской системы) позволило достигнуть более высоких показателей их работы (увеличение производительности, снижение себестоимости продукции и т.д.). Функции управления в централизованных системах сосредотачиваются в основном в одной многопрограммной ЭВМ. Локальные управляющие системы (устройства ЧПУ при каждом станке) выполняют лишь функции декодирования управляющей программы. Центральная ЭВМ, распределяя кадры управляющей программы по входам устройств числового программного управления (ЧПУ), работает в одинаковом темпе со станками и сборочным производством.

Изменения, произошедшие в технике ЭВМ, создали все предпосылки, позволившие числовому программному управлению станками перейти

к следующему этапу своего развития — системам группового непосредственного управления станками от ЭВМ [1]. Это привело к созданию сложных операционных систем и полной зависимости всей системы от одной ЭВМ. Появление первых отечественных систем управления станками типа ЧПУ позволяет по-новому подойти к задаче проектирования АСУ технологическим оборудованием. В этом случае функции управления могут быть рациональным образом распределены между центральной ЭВМ и локальными управляющими системами станков. Локальные управляющие системы становятся, в известной мере, автономными по отношению к центральной ЭВМ, так как имеют память для хранения управляющей программы или ее технологически законченной части. Это создает оптимальные условия для работы координирующей ЭВМ повышенной мощности. Координирующая ЭВМ, в свою очередь, обеспечивает максимальную эффективность работы низовых звеньев (систем ЧПУ).

Развитие средств вычислительной техники привело к созданию электронных вычислительных машин, которые образуют Единую систему (ЕС ЭВМ). Ряд организаций электронной и приборостроительной промышленности закончил разработку и приступил к освоению производства микропроцессоров (архитектура ARM, являющаяся дальнейшим усовершенствованием архитектуры RISC) [2].



## Постановка задачи

При создании систем группового непосредственного управления станками от ЭВМ используют в основном интуитивный подход. Это объясняется относительной простотой таких систем. Теоретические работы в этой области не решают всего комплекса задач, связанных с системным подходом к разработке систем группового управления. Они касаются лишь задач анализа этих систем и выбора оптимальных параметров отдельных блоков системы.

Появление в арсенале разработчиков целой иерархии микропроцессоров существенно повышает возможности создания высокоэффективных систем управления, которые в силу своей сложности требуют методологического подхода. Такие системы — предмет изучения интенсивно развивающейся теории иерархических многоуровневых систем [3], поскольку в общем случае они являются системами многоцелевыми и многоуровневыми. Поэтому для анализа целей и задач АСУ машиностроительным технологическим оборудованием на основе многоуровневой сети ЭВМ целесообразно применять основные положения этой теории.

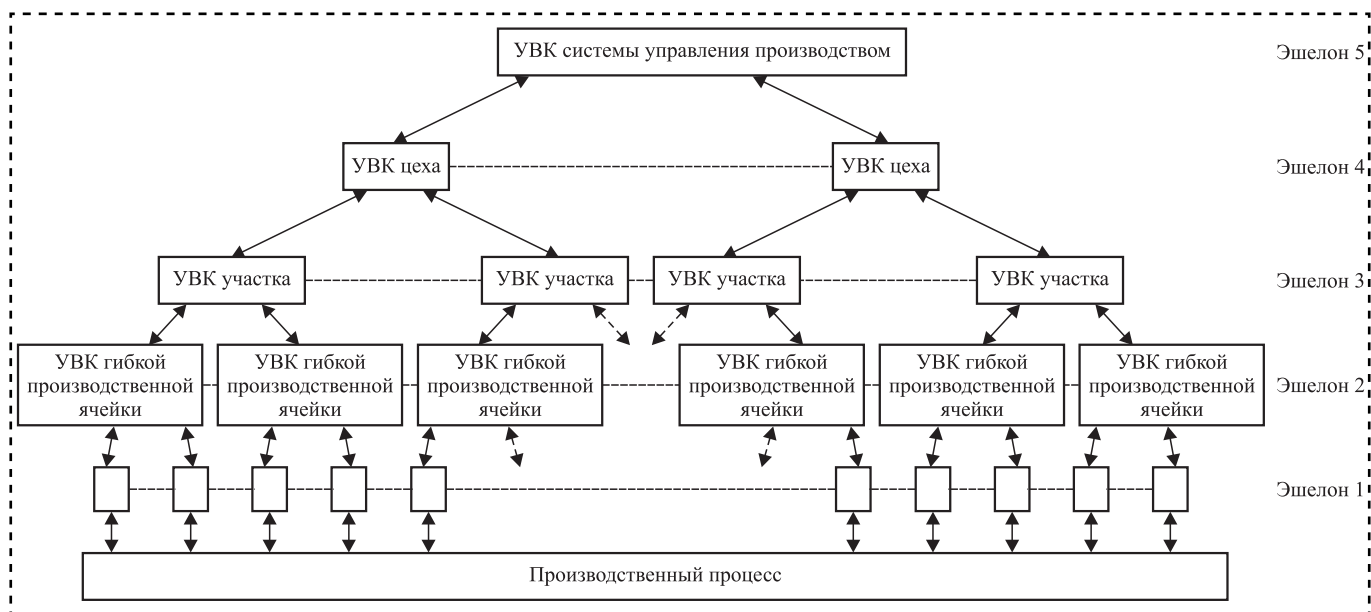
**Цель работы** — применить методологический подход к проектированию АСУ машиностроительным технологическим оборудованием на основе многоуровневой сети ЭВМ, сформулировать наиболее общий принцип построения — принцип дерева систем управления.

## Методологический подход

Принцип дерева систем управления как принцип построения сложных иерархических АСУ не нов. Этот принцип используют при построении автоматизированных систем управления технологическими процессами (АСУТП), называя его агрегатным деревом систем управления. Однако этот способ дает лишь самые общие рекомендации для построения иерархических АСУТП. Дальнейшее изложение направлено на то, чтобы наполнить это понятие конкретным содержанием применительно к системам, рассматриваемым в настоящей работе, развить его и сформулировать как принцип дерева систем управления.

Представление структурной схемы АСУ технологическим оборудованием в машиностроении в виде дерева систем управления базируется на иерархичности самого производства, на организационной иерархии машиностроительного предприятия. Исходное число уровней определяется введением пяти основных эшелонов (рис. 1):

- эшелон 1 управления одной (несколькими) функцией станка;
- эшелон 2 управления одним станком (или небольшой группой станков — производственной ячейкой);
- эшелон 3 управления автоматизированным участком (станками и вспомогательным технологическим оборудованием);
- эшелон 4 управления цехом (изготовления и сборки);



**Рис. 1.** Организационная иерархия — дерево систем управления автоматизированной системы управления технологическими комплексами

• эшелон 5 системы управления производством.

Эшелонированное представление рассматриваемой АСУ подразумевает, что:

- система состоит из семейства четко выделенных взаимодействующих подсистем;
- некоторые из подсистем являются принимающими решения элементами (системами управления);
- принимающие решения элементы располагаются иерархически в том смысле, что некоторые из них находятся под влиянием других таких элементов или управляются ими.

Отсюда следует, что основным понятием эшелонированного представления является система управления — некий орган управления, обладающий, если это необходимо, своей организационной структурой и представляющий собой определенным образом функционирующую человеко-машинную систему. Каждый такой управляющий орган при выполнении порученных ему задач обладает определенной свободой действий и имеет право принимать те или иные решения относительно того, каким способом эти задачи будут выполнены.

Этим определением дается перечень требований, которым должна удовлетворять система управления. Применительно к рассматриваемым АСУ система управления должна представлять собой модульную вычислительную систему, т.е. организованный набор отдельных модулей вычислительной техники, предназначенный для решения комплекса конкретных задач. Состав модулей и их характеристики могут быть самыми разнообразными, в зависимости от решаемых данным эшелоном задач. Так, например, характеристикой для вычислительного модуля

будет быстродействие, для модуля памяти — объем памяти и т.п. В такой концепции система управления для АСУ существует в виде управляющего вычислительного комплекса (УВК). Каждая система управления древовидной АСУ представляет собой УВК. Появление доступных и недорогих систем управления не только создает экономическую основу для построения иерархических УВК, но и позволяет использовать наиболее простые способы декомпозиции системы (рис. 2). При этом эшелоны дерева систем управления назовем базовыми.

Декомпозиция задачи, стоящей перед системой управления базового эшелона, позволяет рациональным образом распределить функции управления между эшелонами системы.

Только при этом условии будет оправдано само существование иерархии ЭВМ в многоуровневой сети. Каждому эшелону управления присущи свои, специфические только для этого уровня функции управления. Органы управления нижних уровней (эшелон 1, 2) реализуют алгоритмы стабилизации и регулирования технологических параметров, на более высоких уровнях управления (эшелоны 3, 4) — задачи оптимизации технологического процесса и подготовки программ, на самом высшем уровне управления (эшелон 5) может моделироваться экономическое поведение АСУ. Такое распределение соответствует стратифицированному представлению системы.

Для многоэшелонной иерархии характерно то, что системы управления верхнего уровня имеют дело с более медленными аспектами поведения всей системы, а нижние уровни — с более частыми локальными изменениями.

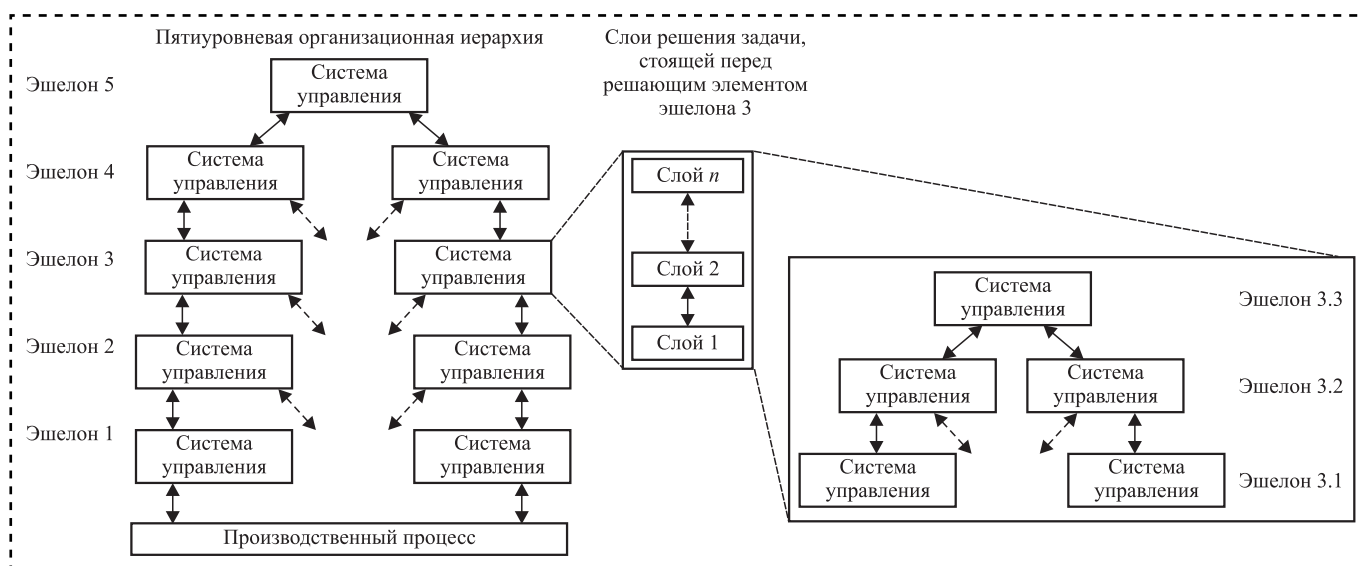


Рис. 2. Декомпозиция задачи, стоящей перед системой управления эшелона, и вертикальное распределение многослойной иерархии для трехуровневой организационной иерархии

В связи с этим целесообразно выделить в рассматриваемой АСУ подсистему оперативного контроля и управления, включающую в себя эшелоны 1, 2, 3.

### Комплекс функциональных управляющих программ

В качестве примера создания АСУП, а именно транспортно-складскими процессами, одной из важнейших задач является создание для цифровых вычислительных машин (ЦВМ) специального математического обеспечения — комплекса функциональных управляющих программ [4].

Комплекс функциональных управляющих программ состоит из множества достаточно автономных блоков — функциональных и стандартных подпрограмм, имеющих свою целевую задачу, собственный критерий эффективности и тесно взаимодействующих в процессе решения общей целевой задачи.

Таким образом, математическое обеспечение автоматизированных транспортно-складских систем (МО АТСС) является сложной системой. Для изучения структуры МО АТСС могут быть использованы три основных понятия классификации и изучения иерархических систем — три понятия уровней:

- описания или абстрагирования;
- сложности принимаемого решения;
- организационный.

Для их идентификации введены следующие термины: "страта", "слой", "эшелон".

Укрупненное стратифицированное представление МО АТСС отображено на рис. 3, а.

На страте 1 осуществляются физические процессы перемещения материалов и информации. Вертикальная декомпозиция разовой страты 2 позволяет сформировать несколько уровней (рис. 3, б). На нижнем уровне 2.1 располагается математическое обеспечение МО ЦВМ, на уровне 2.2 — МО АТСС. Проведя горизонтальную декомпозицию страты 2.2 (рис. 3, в), получаем следующие функциональные подсистемы: операционную подсистему (ОС), подсистему обеспечения надежности функционирования (СОНФ) и подсистему административного управления (САУ). Каждая из этих подсистем может быть, в свою очередь, подвергнута вертикальной декомпозиции.

Следующее понятие иерархии относится к процессам принятия сложных решений. Что касается МО АТСС, то можно предложить к рассмотрению три слоя принятия решения (рис. 4).

Верхний слой принимает решение куда (откуда) добавить необходимые производству материа-

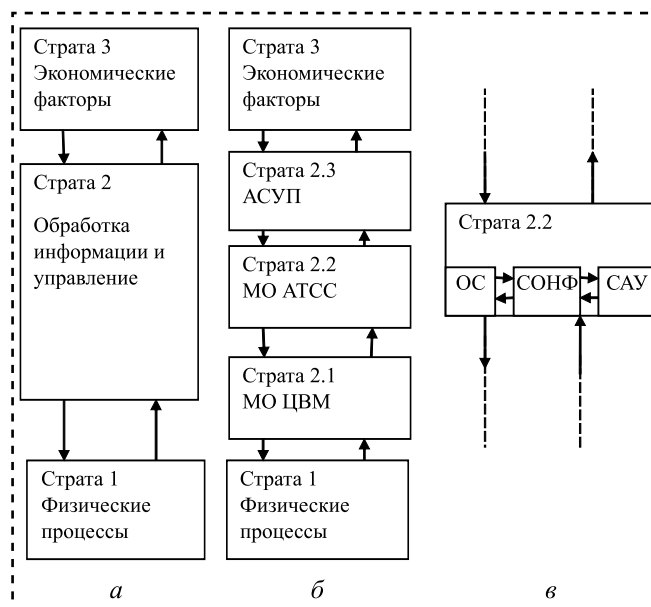


Рис. 3. Стратифицированное представление МО АТСС

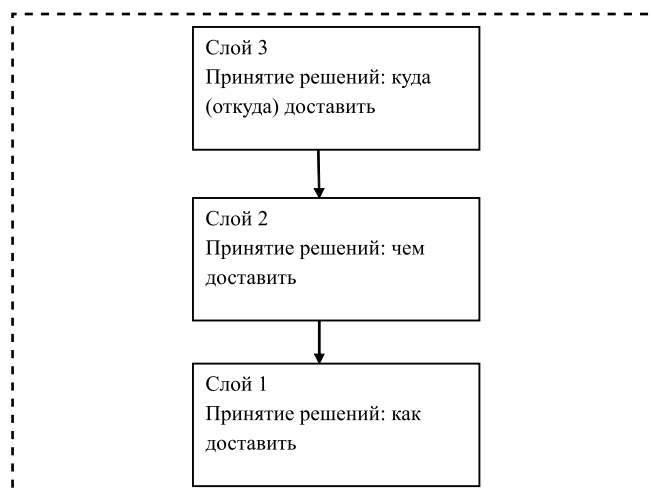


Рис. 4. Иерархия слоев принятия решений МО АТСС

лы [5]. Слой 3 находится в соответствии со стратой 2.3. Решающие элементы слоя 3 определяют конкретный технологический объект управления (ТОУ), используемый для доставки необходимых материалов. На нижнем слое 1 осуществляется выбор оптимальной стратегии перемещения конкретного ТОУ.

Третье понятие классификации и изучения иерархических систем относится к их организационной характеристике. На рис. 5 приведена блок-схема МО АТСС, отражающая его организационную иерархию. Так, эшелоном 1 решается задача управления конкретным ТОУ. Принимающий элемент эшелона 2 ответственен за управление группой ТОУ. Подсистема эшелона 3 выполняет координацию и синхронизацию всего комплекса

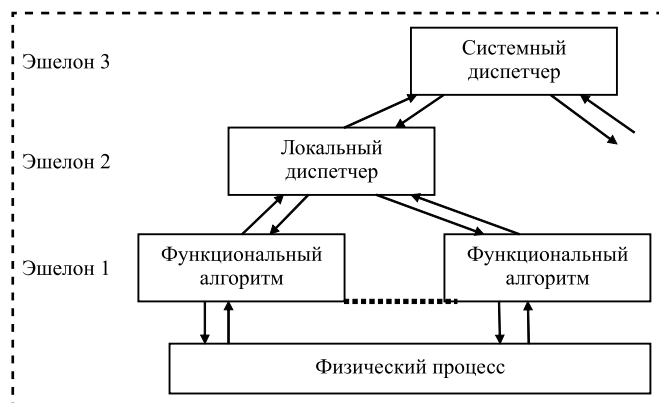


Рис. 5. Эшелонированное представление МО АТСС

работ по управлению технологическими и вычислительными работами.

Для достаточно полного изучения структуры иерархических многоуровневых систем необходимо ввести аспект, связанный с их конструктивным исполнением. Применительно к МО АТСС, важнейшими блоками которого являются функциональные программы-диспетчеры, таким конструктивным аспектом является дисциплина обслуживания заявок, поступающих в АТСС. Анализ и изучению предлагаются различные варианты организации программ-диспетчеров:

- с кольцевым обслуживанием;
- с обслуживанием заявок в порядке поступления;
- с фиксированными относительными приоритетами;
- с динамическими приоритетами;
- с приоритетной и беспriorитетной диспетчеризацией при ограниченной буферной памяти.

### Заклучение

Таким образом, достижения в области вычислительной техники (появление целой иерархии управляющих вычислительных комплексов — УВК) создают предпосылки для перехода в АСУ машиностроительным технологическим оборудо-

ванием от централизованной обработки информации к обработке на многоуровневой сети ЭВМ, что, в принципе, позволяет создавать эффективные, высоконадежные и гибкие управляющие комплексы.

Требование к переходу в АСУ машиностроительным технологическим оборудованием на сложные многоуровневые сети ЭВМ усиливается еще и тенденцией к постепенному переходу от локально автоматизированных систем (комплексно-автоматизированных участков) к частично и полностью автоматизированным цехам и заводам. Требования к АСУ (в плане использования ЭВМ) возрастают, когда технологический объект управления становится сложнее, многофункциональнее. Растущая степень использования ЭВМ в АСУ технологическим оборудованием неизбежно приведет в будущем к полной автоматизации машиностроительного производства.

### Библиографический список

1. **Автоматизация** производственных процессов в машиностроении / В.А. Скрябин и др. М.: Курс, 2019. 320 с.
2. **Басаев А.С., Бобков С.Г.** Методы и средства аппаратного обеспечения высокопроизводительных микропроцессорных систем М.: Техносфера, 2021. 265 с.
3. **Цыгичко В.Н., Попович А.Ю.** Синтез иерархических систем управления: Теория и практика М.: URSS, 2012. 256 с.
4. **Руднева Л.Ю., Литвинчук А.В.** Система управления и структуры математического обеспечения автоматизированных транспортно-складских систем машиностроительных производств // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2018. № 10. С. 458—459.
5. **Технологические** процессы машиностроительного производства / В.А. Кузнецов и др. М.: Форум, 2019. 528 с.
6. **Автоматизация** технологических процессов и подготовки производства в машиностроении: учебник для вузов / П.М. Кузнецов и др.; под ред. П.М. Кузнецова. Старый Оскол: ТНТ, 2018. 511 с.
7. **Холопов В.А., Каширская Е.Н., Шмелева А.Г., Курнасов Е.В.** Интеллектуальная система мониторинга выполнения машиностроительных технологических процессов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2019. № 5. С. 98—112.

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение", 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2

Учредитель ООО "Издательство "Инновационное машиностроение".

Адрес электронной почты издательства: [mashpubl@mashin.ru](mailto:mashpubl@mashin.ru);

редакции журнала: [sborka@mashin.ru](mailto:sborka@mashin.ru), <http://www.mashin.ru>

Телефон редакции журнала: 8 (499) 269-54-98, факс: 8 (499) 269-54-96.

Технический редактор *Патрушева Е.М.* Корректор *Сажина Л.И.*

Сдано в набор 01.11.2021. Подписано в печать 08.12.2021. Формат 60 × 88 1/8.

Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Свободная цена.

Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Авансед солюшнз". Сайт: [www.aov.ru](http://www.aov.ru)

Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.