ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

ЖУРНАЛ ВХОДИТ В ПЕРЕЧЕНЬ УТВЕРЖДЕННЫХ ВАК РФ ИЗДАНИЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИЙ ТРУДОВ СОИСКАТЕЛЕЙ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ

1 2016 (186)

СОДЕРЖАНИЕ

Технологичность конструкции

Антонец И.В. Автоматический весовой дозатор дискретного действия с измерительным устройством на основе встроенного упругого чувствительного элемента 3

Плахотникова Е.В. Техническая совместимость элементов как фактор совершенства собираемых систем "электропривод — запорная арматура" 6

Сборочное оборудование и его элементы

Щеткин А.В. Предельные режимы движения шиберов при автоматизированной установке комплекта "уплотнение — сопрягаемая деталь" . . .11

В помощь конструктору, технологу

Микаева С.А., Микаева А.С., Ашрятов А.А., Вишневский С.А. Разработка и сборка световых приборов с изменяемым спектром излучения 14

Самаркин А.И., Самаркина Е.И., Дмитриев С.И., Евгеньева Е.А. Автоматизированное проектирование технологических процессов сборки 19

Трение и смазка в машинах и механизмах

Бородай А.В. Трибология неподвижного контакта 25

Иргашев А.И., Абдазимов А.Д., Иргашев Б.А. Факторы, влияющие на допустимую концентрацию активных абразивных частиц в масле агрегатов машин 30

Шишкарев М.П., Чан Ван Дык. Особенности расчета и проектирования адаптивных фрикционных муфт 39

Информация

Указатель статей, опубликованных в 2015 году 45

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индексы по каталогу "Роспечать" — **79748**, Объединенному каталогу "Пресса России" — **84967**, каталогу "Почта России" — **60257**) или непосредственно в издательстве

Тел.: 8 (499) 269-54-98. Факс 8 (499) 269-48-97

E-mail: sborka@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.

Председатель редакционного совета

Ф.М. МИТЕНКОВ, *академик РАН*

Редакционный совет

МОСКВА

А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор), д.т.н., проф.
А.А. ГУСЕВ, д.т.н., проф.
М.В. ВАРТАНОВ, д.т.н., проф.
И.Н. ЗИНИНА, к.т.н., доц.
Ю.Л. ИВАНОВ, д.т.н.
Ю.Г. КОЗЫРЕВ, к.т.н.
А.И. КУМЕНКО, д.т.н., проф.
А.В. МЕДАРЬ, д.т.н.
Е.А. МИКРИН, д.т.н., акад. РАН
В.В. ПОРОШИН, д.т.н., проф.
Б.В. ШАНДРОВ, к.т.н., проф.
А.А. ШАТИЛОВ, к.т.н., доц.
А.Г. ХОЛОДКОВА, к.т.н., проф.
Г.А. ЯРКОВ, инж.

Региональные редсоветы

БЕЛГОРОД

Н.А. ПЕЛИПЕНКО, д.т.н.

БРЯНСК

О.А. ГОРЛЕНКО, д.т.н., проф.

ВЛАДИВОСТОК

Ю.Н. КУЛЬЧИН, д.т.н., чл.-кор. РАН
А.А. СУПОНЯ, к.т.н.

ВОЛГОГРАД

В.Г. КАРАБАНЬ, к.т.н., доц.
М.Г. КРИСТАЛЬ, д.т.н., проф.
В.И. ЛЫСАК, д.т.н., проф., чл.-кор. РАН
В.М. ТРУХАНОВ, д.т.н., проф.

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.

КОЛОМНА

Ю.Д. АМИРОВ, д.т.н., проф.

КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ

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

НАБЕРЕЖНЫЕ ЧЕЛНЫ

С.В. ДМИТРИЕВ, д.т.н.
Р.М. ХИСАМУТДИНОВ, к.т.н.

НИЖНИЙ НОВГОРОД

С.В. ГОЛУБЕВ, инж.

ОМСК

В.Н. КОСТЮКОВ, д.т.н.

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.

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.п.н., проф.
В.А. НИКОЛАЕВ, к.т.н., проф.

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

В.Ф. КУЗЬМИН, к.т.н.
Е.В. ШАЛОБАЕВ, к.т.н., проф.

СЕВАСТОПОЛЬ

Е.Л. ПЕРВУХИНА, д.т.н., проф.

ТОЛЬЯТТИ

А.И. РЫЖКОВ, к.т.н.

ТУЛА

В.В. ПРЕЙС, д.т.н., проф.

ХАБАРОВСК

В.А. ЛАШКО, д.т.н., проф.
В.И. ШПОРТ, д.т.н., проф.

Беларусь

МИНСК

В.Л. БАСИНЮК, 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. ЛЕБКОВСКИ, д.т.н.
Е. ЛУНАРСКИ, д.т.н

Ответственные за подготовку и выпуск номера:

О.Г. КРАСИЛЬНИКОВА, И.М. ГЛИКМАН

Журнал зарегистрирован в Министерстве связи и массовых коммуникаций РФ. Свидетельство о регистрации ПИ № ФС 77-63953 от 09.12.2015 г.

© Издательство "Инновационное машиностроение", "Сборка в машиностроении, приборостроении", 2016

THE MONTHLY JOURNAL FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

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

THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY RF FOR DISSERTATION PUBLICATION

1 2016 (186)

CONTENTS

Manufacturability of a construction

Antonec I.V. Automatic weigher discrete action with a measuring device based on the elastic sensitive element 3

Plahotnikova E.V. Technical compatibility of units as a factor of perfection of the collected systems "electric drive—valving" 6

Production tools and machinery for assembly

Shchetkin A.V. Limiting behavior of gate's motion at automatic installation of kit packing-mating detail 11

Industrial and design engineer's aid

Mikaeva S.A., Mikaeva A.S., Ashryatov A.A., Vishnevsky S.A. Development and assembling of lighting devices with variable radiation spectrum 14

Samarkin A.I., Samarkina E.I., Dmitriyev S.I., Evgenyeva E.A. Computer-aided design of technological processes of assembly 19

Friction & lubrication

Borodai A.V. On the tribology of static contact of solids 25

Irgashev A.I., Abdazimov A.D., Irgashev B.A. Factors affecting the permitted activity concentration of abrasive particles in oil units machines 30

Shishkarev M.P., Tran Van Duc. Features of calculation and design adaptive friction couplings 39

Information

Index of articles published in 2015 45

Journal is distributed on subscription, whith can be issues in any post office (index on the catalogue of the "Rospechat" agency — **79748**, the union catalogue "Pressa Rossii" — **84967**, the catalogue "Pochta Rossii" — **60257**) or directly in editorial of the journal.
Ph.: 8 (499) 269-54-98. Fax: 8 (499) 269-48-97.
http://www. mashin.ru E-mail: sborka@machin.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.

Chair of Editorial Advisory Board —
Member of Russian Academy of Science
F.M. MITENKOV

Editors

MOSCOW

A.S. VASIL'EV (Chief editor)
M.V. VARTANOV
A.A. GUSEV
I.N. ZININA
Yu.L. IVANOV
Yu.G. KOZYREV
A.I. KUMENKO
A.V. MEDAR'
E.A. MIKRIN
V.V. POROSHIN
B.V. SHANDROV
A.A. SHATILOV
A.G. KHOLODKOVA
G.A. YARKOV

Regional editors

BELGOROD
N.A. PELIPENKO
BRIANSK
O.A. GORLENKO
VLADIVOSTOK
Yu.N. KULSHIN
A.A. SUPONIA
VOLGOGRAD
M.G. KRISTAL
V.G. KARABAN'
V.I. LYSAK
V.M. TRUKHANOV
IZHEVSK
I.V. ABRAMOV
V.G. OSETROV
B.A. YAKIMOVICH
KAZAN
R.I. ADGAMOV
KOVROV
Yu.Z. ZHITNIKOV
KOLOMNA
Yu.D. AMIROV
KOMSOMOLSK-ON-AMUR
B.N. MARJIN
A.M. SHPILEV
NABEREZHNYE CHELNY
S.V. DMITRIEV
R.M. KHISAMUTDINOV
NIZHNY NOVGOROD
S.V. GOLUBEV
OMSK
V.N. KOSTIUKOV
OREL
Yu.S. STEPANOV
G.A. KHARLAMOV
ORENBURG
A.N. POLYAKOV
A.I. SERDUK
A.P. FOT
RYBINSK
V.F. BEZIAZYSHNY
V.V. NEPOMILUEV
A.N. SEMENOV
SAMARA
M.A. EVDOKIMOV
Yu.A. VASHUKOV
V.A. NIKOLAEV
ST.-PETERSBURG
V.F. KUZMIN
E.V. SHALOBAEV
SEVASTOPOL
E.L. PERVUKHINA
TOLIATI
A.I. RYZHKOV
TULA
A.I. PREYS
KHABAROVSK
V.A. LASHKO
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:
O.G. KRASILNIKOVA, I.M. GLIKMAN

The journal is registered by Ministry of Telecom and Mass Communications of RF.
Registration certificate ПИ № ФС 77-63953. 09.12.2015

© "Innovative Mashinostroenie" Publishers, "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2016

УДК 624.869

И.В. Антонец, *д-р техн. наук*
(Ульяновское высшее авиационное училище гражданской авиации)
E-mail: iv.antonec@yandex.ru

Автоматический весовой дозатор дискретного действия с измерительным устройством на основе встроенного упругого чувствительного элемента

Дан анализ принципиально новой конструкции автоматического весового дозатора дискретного действия, в которой применено измерительное устройство на основе кольцевого упругого элемента, составляющего вместе с грузоприемным рычагом единую колебательную систему. Данное решение позволяет подобрать оптимальный коэффициент демпфирования и минимальную длительность переходного процесса. Отсутствие подвижных опор и бесконтактный датчик деформации способствовали повышению надежности функционирования дозатора.

The analyzes the radically new design of automatic weigher discrete dispenser in which the measuring device is applied on the basis of an annular elastic member constituting together with a load lever, a single oscillating system. This solution allows you to choose the optimum damping factor and the minimum duration of the transition process. No moving poles and proximity sensor strain increased the reliability of the dispenser.

Ключевые слова: кольцевой упругий элемент, чувствительный элемент, деформация упругого элемента, автоматический дискретный весовой дозатор, динамические характеристики.

Keywords: ring elastic element, sensitive element, deformation of the elastic element, automatic discrete weight dispenser, gynamic characteristics.

Весовое дискретное дозирование сыпучих грузов широко используется в различных отраслях промышленности и сельского хозяйства [1]. Классические шнековые дозаторы с электромеханической системой взвешивания, содержащие в конструкции систему рычагов, имеют низкую эффективность при эксплуатации. Прежде всего это можно объяснить сложностью конструкции устройства, а также быстрым изнашиванием сопрягающихся поверхностей.

Перечисленные недостатки связаны с наличием большого числа высокоточных и взаимосвязанных между собой деталей, что также усложняет обслуживание конструкции. Кроме того, процессы периодического заполненения и опорожнения бункера, функционирования грузоприемного рычага с подвесом и перемещающихся элементов приводят к возникновению колебаний весовой системы, что однозначно снижает точность и увеличивает время измерения. При этом происходит ускоренный износ сопрягающихся элементов весоизмерительной системы, снижается надежность дозатора.

Типовой автоматический весовой дозатор дискретного действия, в конструкции которого отсутствуют рычаги (рис. 1), состоит из

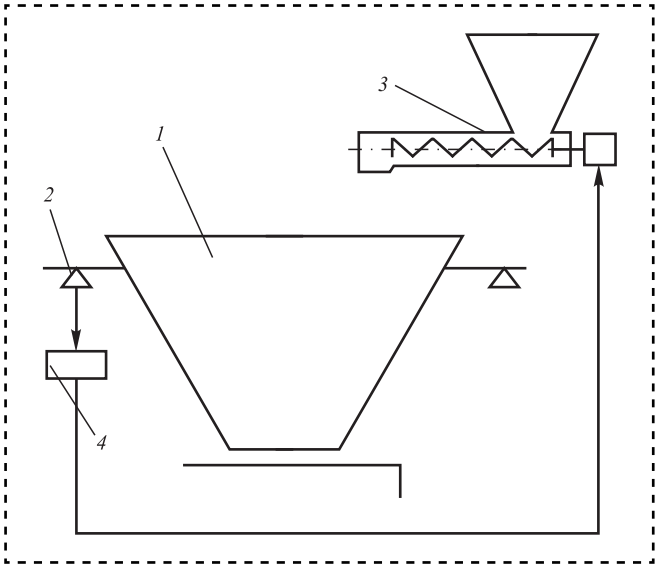


Рис. 1. Схема автоматического весового дозатора дискретного действия

четырех основных элементов: наполняемого бункера с заслонкой *1*, весоизмерительного датчика (или их системы) *2*, питателя *3* и системы управления *4*.

Высокая доля погрешности дозирования в этом варианте обусловлена неравномерностью поступления сыпучего материала в бункер дозатора. Это определяется, с одной стороны, особенностью конструкции и принципом действия питателя, а с другой — колебаниями физико-механических свойств сыпучего материала. Связанная с этим неравномерность воздействия потока материала на бункер существенно усложняет задачу определения динамического состояния дозирующей системы.

В качестве весоизмерительных датчиков используются от одного до четырех тензодатчиков (каждый следующий вариант точнее, но дороже предыдущего). Для всех вариантов требуется тщательная подгонка характеристик датчиков и обработка результатов измерений системы датчиков.

При воздействии циклических нагрузок на взаимодействующую с датчиком *2* металлическую пластину в ней со временем возникает остаточная деформация, искажающая результат измерения. В точке контакта системы "пластина—датчик" при циклических нагрузках с течением времени будет происходить перераспределение проекций силы давления. Это также приведет к искажению результата измерения. Кроме того, необходима балансировка бункера для устранения перекосов и колебаний системы.

Среди весовых дозаторов дискретного действия широкое применение [1] получили конструкции, принцип действия которых основан на измерении перемещения грузоприемного рычага при воздействии на нее потока сыпучего материала.

Для данных конструкций авторами разработано весоизмерительное устройство [2] на основе кольцевого упругого элемента, который вместе с грузоприемным рычагом составляет единую колебательную систему. Сущность устройства поясняется схемой дозатора, представленного на рис. 2.

Устройство содержит корпус *1* и бункер *2* с заслонкой *3* на выходе. Бункер установлен на раме *4*, выполненной в виде коромысла, имеющего два конца, причем бункер *2* установлен на одном конце, а вся рама *4* через призмы *5* опирается на подушки *6*, прикрепленные к корпусу *1* дозатора. Приспособление *7* служит для регулировки положения заслонки *3*, приспособление *8* — для прекращения дозирования. Принципиально предлагаемое устройство отличается от известных тем, что в него дополнительно введены кольцевой упругий элемент *9* с верхним *10* и нижним *11* приливами, датчик деформации *12*, усилительное устройство *13* и устройство *14* управления приводами приспособлений *7* и *8*.

Верхний прилив *10* упругого элемента *9* соединен со вторым концом коромысла рамы *4*, а нижний прилив *11* — с корпусом *1*. Между верхним *10* и нижним *11* приливами упругого элемента *9* крепится датчик деформации *12*, выход которого связан с входом усилительного устройства *13*, а выход последнего соединен с устройством *14* управления приводами приспособлений *7* и *8*.

Устройство работает следующим образом.

В исходном состоянии заслонка *3* закрыта. Материал, подлежащий дозированию, поступает в приспособление *8* для управления процессом дозирования, а затем в бункер *2* с заслонкой *3*. При достижении определенной массы дозируемого материала бункер *2* смещается вниз и через коромысло рамы *4* поворачивается вместе с призмой *5* в подушке *6*. При этом второй конец коромысла рамы *4* через верхний *10* и нижний *11* приливы кольцевого упругого элемента *9* воздействует на датчик деформации *12*. Этот датчик *12* выдает управляющий сигнал, идущий в усилительное устройство *13*, а затем в устройство *14* управления приводами приспособления *7* для регулировки положения заслонки *3* и приспособления *8* для прекращения дозирования. Когда отключается привод приспособления *8*, материал прекращает поступать в бункер *2*. Затем включается приспособление *7* и заслонка *3* открывается, материал отгружен. После этого заслонка *3* опять закрывается и устройство готово к дозированию новой порции материала. Смещение бункера вниз и поворот через коромысло рамы осуществляются только на величину деформации упругого элемента.

Упругий элемент датчика деформации предлагаемой конструкции составляет единое целое с коромыслом рамы, поэтому выбор параметров упругого элемента предопределяется требуемыми динамическими характеристиками дозатора, в частности быстродействием и точностью дозирования.

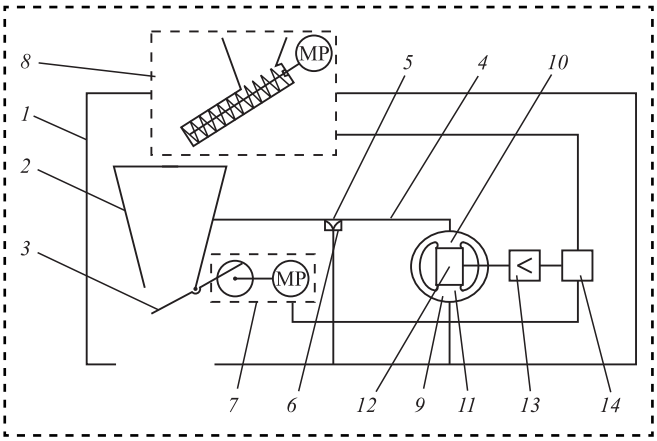


Рис. 2. Схема устройства для весового дозирования с использованием дозатора с упругим чувствительным элементом

Модель движения [3] весовой системы как колебательного звена с переменными коэффициентами описывается в терминах, принятых в теории автоматического управления следующим выражением:

$$M(t)\frac{d^2x}{dt^2}+\left[K\left|\frac{dx}{dt}\right|^{\upsilon}+2\lambda\frac{dM}{dt}\right]\frac{dx}{dt}+Cx= =\lambda\frac{dM(\tau)}{dt}V(t), \quad (1)$$

где $M(t)$ — переменная масса бункера;

$dM(\tau)/dt$ — медленно меняющаяся часть массового расхода;

$V(t)$ — медленно меняющаяся составляющая скорости, зависящая от режима работы питателя и высоты падения потока;

λ — коэффициент динамики, учитывающий свойства дозируемого материала.

Сумма внешних сил представляется в виде традиционного сочетания демпфирующей силы, пропорциональной скорости изменения x, и жесткости весоизмерителя C. Коэффициент K силы внутреннего трения определяется слабой нелинейностью в форме степенной зависимости:

$$\varepsilon F\left(x,\frac{dx}{dt}\right)=-K\left|\frac{dx}{dt}\right|^{\upsilon}, \quad (2)$$

где υ — показатель затухания, определяемый характером потерь в системе;

ε — положительный малый коэффициент.

Кроме сил присоединившихся частиц потока материала на весовой бункер действует сила тяжести материала

$$M(t)=\int Q_{\text{п}}dt.$$

В окончательном виде уравнение движения бункера имеет вид:

$$M(t)\frac{d^2x}{dt^2}+\left[K\left|\frac{dx}{dt}\right|^{\upsilon}+2\lambda\frac{dM}{dt}\right]\frac{dx}{dt}+Cx= =\lambda\frac{dM(t)}{dt}V(t)+\int Q_{\text{п}}dt, \quad (3)$$

где $Q_{\text{п}}$ — производительность питателя.

Анализ уравнения (3) показывает, что возникающие при работе дозатора динамические нагрузки будут пропорциональны жесткости элементов, составляющих одномассовую упругую систему, которая имеет приведенную жесткость, определяемую двумя последовательно соединенными упругими связями разной жесткости. Варьируя значением жесткости кольцевого упругого чувствительного элемента, можно получить требуемую длительность переходного процесса при заданных чувствительности и допустимой динамической ошибке [4].

Таким образом, в предлагаемой конструкции автоматического весового дозатора дискретного действия применено измерительное устройство на основе кольцевого упругого элемента, составляющего вместе с грузоприемным рычагом единую колебательную систему.

Данное решение позволяет подобрать оптимальный коэффициент демпфирования и минимальную длительность переходного процесса. Отсутствие подвижных опор и наличие бесконтактного датчика деформации способствуют повышению надежности дозатора. Применение перечисленных устройств позволило повысить эффективность процесса взвешивания муки на Барышском хлебозаводе (Ульяновская обл.).

Библиографический список

1. **Карпин Е.Б.** Средства автоматизации для измерения и дозирования массы. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1971. 470 с.

2. **Антонец И.В., Горшков Г.М., Терешонок А.П., Черторийский А.А.** Устройство для весового дозирования сыпучих материалов. Пат. 155673 РФ; Бюл. № 29.

3. **Болотин В.В.** Динамическая устойчивость упругих систем. М.: Гостехиздат, 1956. 600 с.

4. **Табаков В.П., Антонец И.В., Плетнев Д.А.** Исследование системы упругих чувствительных элементов кольцевого типа методом конечных элементов // Изв. Самарского НЦ РАН. Спец. выпуск. Четверть века изысканий и экспериментов по созданию уникальных технологий и материалов для авиаракетостроения УМТЦ — ВИАМ. 2008. Т. 1. С. 240—246.

УДК 658.562: 621.9

Е.В. Плахотникова, *канд. техн. наук*
(Тульский государственный университет)
E-mail: e_plahotnikova@mail.ru

Техническая совместимость элементов как фактор совершенства собираемых систем "электропривод — запорная арматура"

Рассмотрены факторы, влияющие на техническое совершенство собираемых систем "электропривод — запорная арматура", комплексный учет которых позволит повысить конкурентоспособность собираемых систем и обеспечить их импортозамещение. Особое внимание уделено анализу одного из основных факторов — технической совместимости элементов собираемой системы.

The factors influencing technical perfection of collected systems "electrical drive — valving" which one complex registration will allow to increase competitive strength of collected systems and to ensure replacement of their import are considered. The special attention is given analysis of one of major factors — technical compatibility of units of collected system.

Ключевые слова: техническое совершенство, конкурентоспособность, техническая совместимость, электропривод, запорная арматура.

Keywords: technical perfection, competitiveness, technical compatibility, electrical drive, valving.

Большинство продукции машиностроения является техническими системами и представляет собой совокупность элементов, собираемых в единую конструкцию для обеспечения заданной функции.

Технический уровень собираемых систем определяется номенклатурой свойств интегрируемых в них элементов и их технической совместимостью, под которой в соответствии с ГОСТ 30709 — 2002 "Техническая совместимость. Термины и определения" следует понимать пригодность элементов при заданных условиях к совместному использованию.

Технический уровень элементов и их техническая совместимость определяют техническое совершенство конечного продукта и его конкурентоспособность.

Очевидно, что сборка элементов, характеризуемых низким техническим уровнем, даже при обеспечении их размерной и функциональной совместимости не может привести к созданию системы с высокой конкурентоспособностью. Подобный эффект будет иметь место и при сборке элементов с высоким техническим уровнем, но с нарушениями требований к технической совместимости. Этот случай является более сложным, и для его пояснения следует перейти от абстрактного представления технической системы к конкретному примеру.

В качестве примера рассмотрим систему "электропривод — запорная арматура", широко используемую на трубопроводах, транспортирующих газовые и жидкие среды.

В настоящее время технический уровень отечественных электроприводов и запорной арматуры как отдельных элементов является достаточно высоким, чтобы выдержать конкуренцию со стороны западных аналогов. Но после сборки элементов в систему отечественная продукция уступает западной по массогабаритным и мощностным характеристикам. В результате увеличиваются эксплуатационные затраты и снижается конкурентоспособность отечественных систем "электропривод — запорная арматура". В связи с этим нельзя реализовать их полноценное импортозамещение.

Проведенные автором исследования [1—4] позволяют утверждать, что основная причина снижения конкурентоспособности — отсутствие базовых принципов технической совместимости элементов, определяющих эффективность и техническое совершенство систем.

При проектировании основными параметрами, определяющими функциональную совместимость электропривода и запорной арматуры, являются их силовые характеристики (крутящие моменты электропривода и силы, необходимые для обеспечения герметичного перекрытия запорной арматуры).

Взаимосвязь указанных параметров описывается зависимостью [5]

$$M^*_{\text{кр}} = \frac{nM_{\text{расч}}}{i\eta}, \quad (1)$$

где n — коэффициент запаса по необходимому крутящему моменту (n = 1,25 при ручном управлении; n = 1,10...1,25 для электропривода);

i — передаточное отношение редуктора электропривода;

η — коэффициент полезного действия редуктора электропривода;

$M_{\text{расч}}$ — расчетный крутящий момент на шпинделе арматуры.

Расчетный крутящий момент на шпинделе арматуры — силовой паре, преобразующей вращательное движение выходного вала электропривода в поступательное движение запорного органа арматуры — для задвижек с выдвижным шпинделем рассчитывается по формуле

$$M_{\text{расч}} = M_{\text{р}} + M_{\text{б}}, \quad (2)$$

где $M_{\text{р}}$, $M_{\text{б}}$ — крутящий момент, вызываемый трением, соответственно в резьбе и в бурте при закрытии запорной арматуры.

Крутящие моменты, вызываемые трением в резьбе и бурте при закрытии запорной арматуры, определяют по соответствующим выражениям

$$M_{\text{р}} = QL_{\text{р}}, \quad (3)$$

$$M_{\text{б}} = QL_{\text{б}}, \quad (4)$$

где $L_{\text{р}}$, $L_{\text{б}}$ — условное плечо крутящего момента соответственно в резьбе и в бурте при закрытии.

Силу, необходимую для управления задвижкой при закрытии Q, определяют как сумму сил:

$$Q = Q_1 + T_{\text{с}} + Q_{\text{ш}}, \quad (5)$$

где Q_1 — сила, необходимая для перемещения запорного органа арматуры при закрытии;

$T_{\text{с}}$ — сила трения в сальнике, обеспечивающем герметичность соединения;

$Q_{\text{ш}}$ — сила, выталкивающая шпиндель.

Силу, выталкивающую шпиндель, определяют по формуле

$$Q_{\text{ш}} = 0,25\pi D_{\text{с}}^2 p_{\text{ср}}, \quad (6)$$

где $D_{\text{с}}$ — внутренний диаметр кольца сальниковой набивки;

$p_{\text{ср}}$ — расчетное давление среды.

Настройку электропривода на соответствующий крутящий момент $M^*_{\text{кр}}$ обеспечивают путем регулировки муфты крутящего момента. Этим формально обеспечивают функциональную совместимость элементов в рамках системы.

Анализируя даже незначительный массив представленных математических зависимостей (1)—(6), можно понять, что динамические характеристики собираемой системы "электропривод — запорная арматура", обусловленные наличием в ней электропривода, при техническом совмещении элементов системы в настоящее время не учитываются.

Разработанные автором структурная и функциональная модели впервые описывают элементы в рамках собираемой системы "электропривод — запорная арматура" [3] и позволяют утверждать, что используемая сейчас схема функционального совмещения принципиально неправильна и заявлять при этом о совместимости элементов, собираемых в систему, неправомерно.

Рассмотрим принцип работы собираемой системы "электропривод — запорная арматура" (рис. 1).

Вращательное движение выходного вала *2* электродвигателя *1* посредством червячного редуктора передается на выходной вал *6*, совмещенный с силовой парой — шпинделем *7*, преобразующим вращательное движение в поступательное перемещение запорного органа *8*. При достижении запорным органом *8* посадочного места на трубопроводе *9* червячное колесо *5* останавливается, а червяк *3*, подпружиненный с обеих сторон, начинает смещаться вдоль вала, сжимая при этом одну из пружин *4*. Степень сжатия пружины определяется параметрами настройки системы на отключение и соответствует силе, требуемой для герметичного перекрытия трубопровода. При достижении параметров настройки системы срабатывает микропереключатель *10*, и сигнал поступает на пульт управления, после чего происходит отключение электродвигателя *1*.

В описанном цикле "открыто — закрыто" энергия, затрачиваемая системой на выполнение цикла, определяется выражением

$$E = E_{\text{н}} + E_{\text{от}} + E_{\text{ин}}, \quad (7)$$

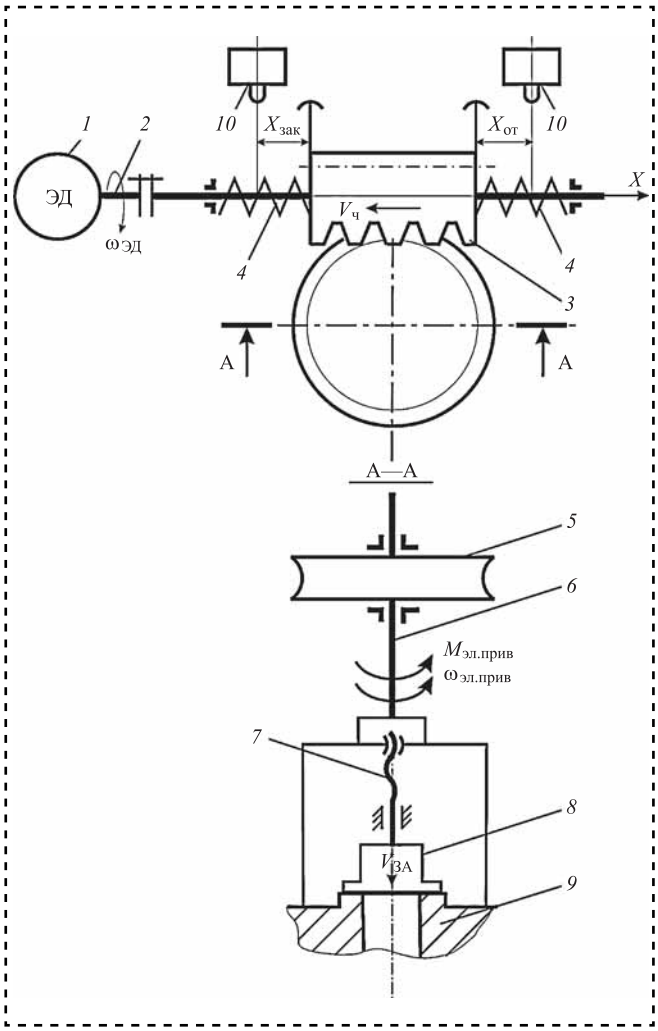


Рис. 1. Упрощенная кинематическая схема собираемой системы "электропривод — запорная арматура"

где $E_н$ — энергия работающего электродвигателя, затрачиваемая на достижение статической настройки системы;

$E_{от}$ — энергия работающего электродвигателя с момента достижения статической настройки до отключения электродвигателя;

$E_{ин}$ —энергия инерции останавливающейся системы.

Рассмотрим поэтапно рабочий цикл "открыто — закрыто" системы "электропривод — запорная арматура", не учитывая перемещения запорного органа из положения "открыто" до его соприкосновения с посадочным местом на трубопроводе $l_{X.X}$ (рис. 2). В соответствии с принятым допущением началом первого этапа будем считать соприкосновение запорного органа арматуры с посадочным местом на трубопроводе, а концом — срабатывание микропереключателя *10* (см. рис. 1).

В момент срабатывания микропереключателя пружина сжимается на величину $X_{зак}$, что соответствует силе $P_н$:

$$P_н = \frac{Q_{зак} r_{х.в} \mathrm{tg}\gamma}{r_0 \eta_2 \eta_2}; \quad (8)$$

$$P_н = \frac{X_{зак}}{C_{пр}}, \quad (9)$$

где $P_н$ — сила сжатия пружины, требуемая для достижения параметров настройки электропривода;

$Q_{зак}$ — сила на клапане, требуемая для герметичного перекрытия трубопровода;

r_0 — делительный радиус червячного колеса;

$r_{х.в}$ — средний радиус резьбы ходового винта;

γ — угол подъема ходового винта по среднему диаметру;

η_1 — КПД привода;

η_2 — КПД запорной арматуры;

$C_{пр}$ — жесткость пружины.

Энергию $E_{н1}$, затрачиваемую системой для сжатия пружины на величину $X_{зак}$, можно определить площадью треугольника 0—1—6 (см. рис. 2):

$$E_{н1} = \frac{1}{2} C_{пр} X_{зак}^2. \quad (10)$$

Соответственно, энергию $E_{н2}$, затрачиваемую системой для деформации запорного органа арматуры на величину $\Delta_{зак}$ и необходимую для обеспечения требуемой герметичности трубопровода, можно определить по формуле

$$E_{н2} = \frac{1}{2} C_{кл} \Delta_{зак}^2, \quad (11)$$

где $C_{кл}$ — жесткость клапана запорной арматуры.

В соответствии со структурным и функциональным описанием системы, подробно представленном в [3], потоки кинетической и потенциальной энергий сжатой пружины и закрытого запорного органа арматуры без учета КПД равны друг другу. Поэтому, приравнивая выражения (10) и (11), получим равенство

$$C_{пр} X_{зак}^2 = C_{кл} \Delta_{зак}^2. \quad (12)$$

Зависимости (10)—(12) позволяют сделать вывод, что при функциональном совмещении электропривода и запорной арматуры в рамках собираемой системы необходимым условием

является обеспечение баланса жесткостей элементов, что в настоящее время при проектировании рассматриваемых систем не учитывается [4].

Второй этап определяет работу системы "электропривод — запорная арматура" с момента срабатывания микропереключателя *10* (см. рис. 1) до снятия напряжения с электродвигателя.

Время задержки системы при отключении электродвигателя определяется суммарным временем задержки на отключение каждого элемента, задействованного в системе управления (контакторов, микропереключателей, силового реле и т.д.) и в реальных условиях эксплуатации может варьироваться от 20 до 120 мс. Не учитывать этот фактор нельзя. За указанный период пружина и запорный орган арматуры дополнительно деформируются на величину $X_{от}$ и $\Delta_{от}$ соответственно.

Энергию, затрачиваемую системой на сжатие пружины при реализации данного этапа можно определить площадью трапеции 5—6—1—2 (см. рис. 2):

$$E_{от1} = P_н X_{от} + \frac{1}{2} C_{пр} X_{от}^2. \qquad (13)$$

С учетом зависимости (12) заметим, что аналогично будет расходоваться энергия и на деформацию $\Delta_{от}$ запорного органа арматуры.

Заключительный третий этап определяет инерционный выбег системы (см. рис. 2). При этом энергию инерции можно определить по формуле

$$E_{ин1} = \frac{1}{2} J_ч \omega_н^2, \qquad (15)$$

где $J_ч$ — приведенный момент инерции; $\omega_н$ — угловая скорость вала электродвигателя.

Математические зависимости (7) — (14) поясняют тот факт, что энергии, аккумулируемые в системе "электропривод — запорная арматура", только частично используются для реализации полезных работ, направленных на обеспечение требуемой герметичности трубопровода. Безусловно, это снижает их техническую эффективность.

Энергия $E_н$, необходимая для достижения статической настройки системы "электропривод — запорная арматура", является только частью суммарной энергии системы. Соответственно, и сила статической настройки системы является только частью сил, сумма которых определяет фактические силовые характеристики системы $P_ф$, $Q_ф$ (см. рис. 2).

Каким бы высоким техническим уровнем не характеризовались элементы собираемой системы "электропривод — запорная арматура", обеспечить техническое совершенство конечного продукта, пренебрегая при выполнении расчетов энергией инерции, временем

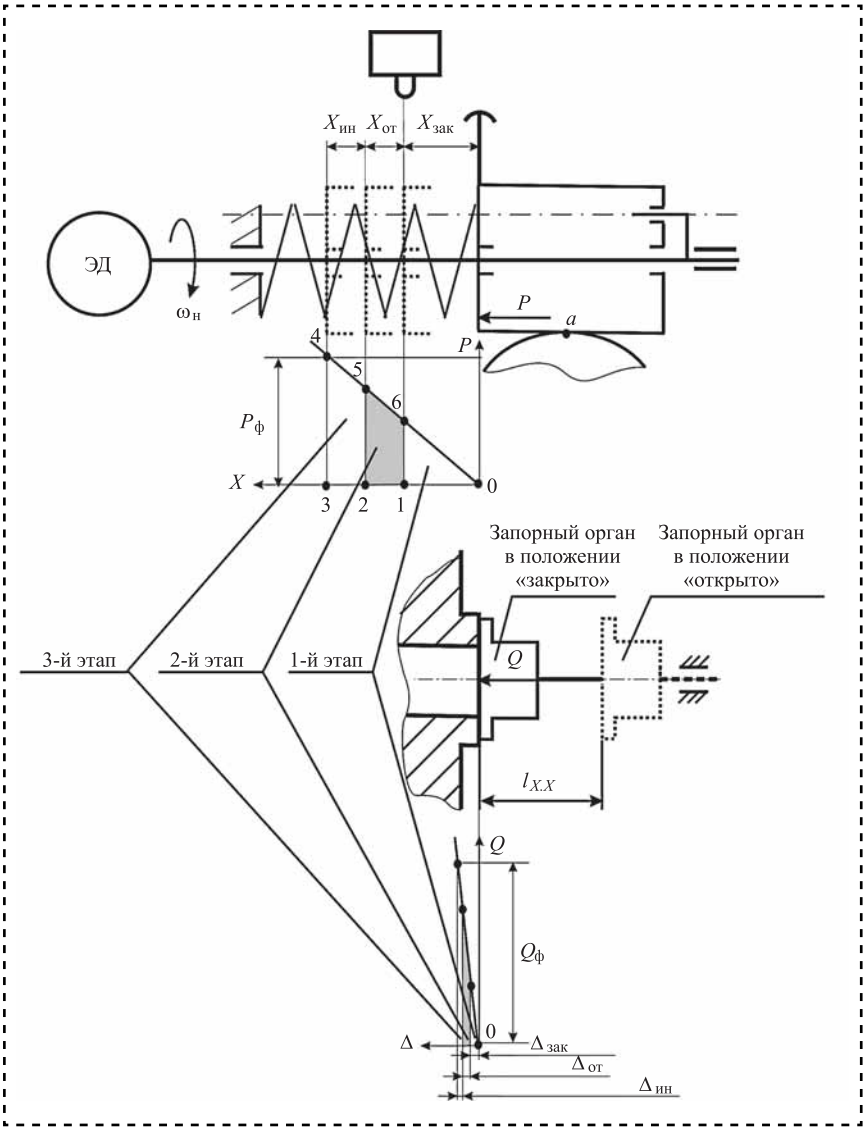


Рис. 2. Условная схема реализации цикла "открыто — закрыто"

запаздывания и балансом жесткости, т.е. параметрами, определяющими техническую совместимость элементов, невозможно.

Для систем "электропривод — запорная арматура" можно сформулировать следующие принципы обеспечения их технической совместимости:

совместимость собираемых элементов необходимо проводить с учетом баланса энергий и жесткости элементов, что позволит корректно воспринимать системой аккумулируемую энергию, используя ее для реализации полезных работ;

совместимость собираемых элементов, имеющих несоответствующие технические характеристики, ограничивает согласованность системы и снижает ее функциональную эффективность.

Подобные принципы необходимо сформулировать и для других технических систем, понимая, что техническая совместимость является динамической характеристикой, требующей уточнения по мере развития техники. Используя существующие теоретические и практические результаты и внося соответствующие техническому прогрессу корректировки, производители смогут обеспечить конкурентоспособность продукции отечественного машиностроения и его импортозамещение.

Библиографический список

1. **Плахотникова Е.В., Протасьев В.Б.** Повышение эффективности систем "запорная арматура — электропривод" // Изв. Тульского гос. ун-та. Технические науки. 2013. Вып. 6. С. 142—152.
2. **Плахотникова Е.В.** Пренебрежение дифференциациацией — потеря конкурентного преимущества (пример российских производителей арматуры для АЭС) // Научные исследования и разработки. Экономика. 2014. Т. 2. № 2. С. 30—33.
3. **Плахотникова Е.В., Протасьев В.Б.** Закон совместимости как базовый элемент повышения качества систем "электропривод — запорная арматура" на пути к импортозамещению // Изв. Орловского гос. технич. ун-та. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2015. № 1 (309). С. 113—121.
4. **Плахотникова Е.В.** Обоснование методов снижения электродинамических нагрузок в системах "электропривод — запорная арматура" с учетом жесткости запорной арматуры // Изв. Юго-Западного гос. ун-та. 2014. № 1 (52). С. 59—65.
5. **СТ ЦКБА 002-2003.** Арматура трубопроводная. Задвижки. Методика силового расчета. СПб.: Изд. НПФ ЦКБА, 2003. 69 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

УДК 65.011.56

А.В. Щеткин *(Завод имени В.А. Дегтярева, г. Ковров)*
E-mail: avshchetkin@mail.ru

Предельные режимы движения шиберов при автоматизированной установке комплекта "уплотнение — сопрягаемая деталь"

Описано автоматизированное устройство установки комплекта "уплотнение — сопрягаемая деталь" и обоснованы предельные режимы движения шибера, при которых уплотнение и деталь не изменяют своих положений на нем.

Automatic device of installation for kit packing—mating detail and limiting behavior of gate's motion, in which packing and detail don't change their position, are written in the article.

Ключевые слова: автоматизированное устройство, уплотнение, деталь, шибер, предельные режимы движения.

Keywords: automation device, compaction, detail, gate, limiting behaviour of motion.

Для установки комплекта "уплотнение — сопрягаемая деталь" предлагается следующая конструкция (рис. 1). К станине *1* прикреплены питатель уплотнений *2* и питатель сопрягаемых деталей *26*. В нижней части питателя уплотнений расположен шибер *16*. Шибер шарнирно прикреплен к штоку *14* пневмоцилиндра *10*, которым приводится в движение.

Аналогично в нижней части питателя сопрягаемых деталей расположен шибер *23*, шарнирно прикрепленный к штоку *20* пневмоцилиндра *9*, которым приводится в движение. Через отверстия в станине *1* проходят направляющие *5*, на которых с возможностью перемещения расположены две плиты *7*, жестко связанные между собой.

К станине штоком *13* прикреплен сдвоенный пневмоцилиндр *3*, *4*. Шток пневмоцилиндра жестко прикреплен к верхней плите *7*. К этой плите снизу крепится пневмоцилиндр *8*, шток *25* с зазором проходит через отверстие нижней плиты *7* и жестко крепится к плите *11*. Через плиту *11* с зазорами проходят три подпружиненные направляющие *12*, жестко связанные со съемником *24*.

Направляющие *12* оканчиваются удлиненными штифтами, которые при работе проходят через отверстия сопрягаемой детали и уплотнения, доориентируя их относительно друг друга. Узел *18* подается на позицию сборки шаговым конвейером *19*.

Устройство работает следующим образом.

В исходном положении устройство поднято над шаговым конвейером, а поршни пневмоцилиндра прижаты к задним стенкам. Узел *18* подается на позицию сборки. Подается команда на перемещение шиберов *16*, *23*. Штоки *14* и *20* перемещают шиберы, на которых расположены сопрягаемая деталь и уплотнение. Сдвоенный пневмоцилиндр *3*, *4* перемещает устройство установки детали и уплотнения вниз. Удлиненные штифты *12* проходят через отверстия сначала сопрягаемой детали, а затем уплотнения и входят либо в штифтовые, либо резьбовые отверстия на узле.

Подается команда на удаление шиберов из-под съемника *24*. При этом срабатывают пневмоцилиндры *9*, *10*, и шиберы за счет прорезей на их поверхностях, через которые прошли штифты, удаляются из-под съемника *24*. Сопрягаемая деталь и уплотнение располагаются на штифтах.

Для исключения сбоев, когда деталь и уплотнение не переместятся вниз до узла по штифтам, срабатывает пневмоцилиндр *8*, который принудительно прижимает деталь и уплотнение к узлу. Подается команда отвода устройства от узла. Срабатывают пневмоцилиндры *8*, *3*, *4*, и устройство отводится вверх

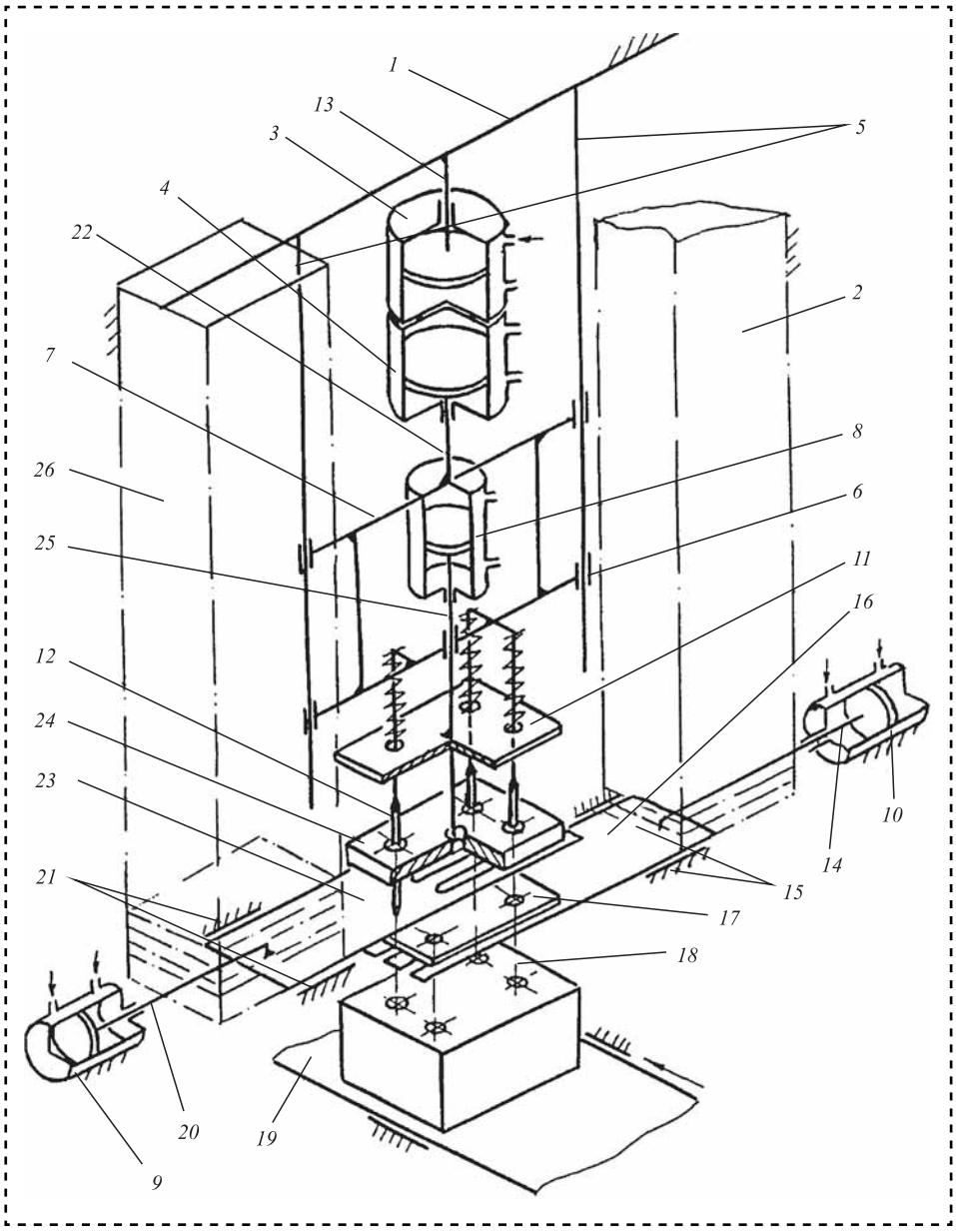


Рис. 1. Кинематическая схема устройства автоматизированной установки комплекта "уплотнение — сопрягаемая деталь"

от собранного узла. Шаговый конвейер удаляет с позиции сборки собранный узел, а на его место подает новый. Процесс автоматизированной установки сопрягаемой детали и уплотнения на узел повторяется.

Для обеспечения предельной скорости работы устройства "уплотнение — сопрягаемая деталь" подается шибер [1—3].

В момент торможения шибера как деталь, так и уплотнение под действием сил инерции могут сместиться относительно требуемых положений. При этом будет невозможно осуществить их качественную установку на собираемый узел.

Обоснуем необходимые условия, при которых деталь и уплотнение не сдвинутся относительно требуемых положений.

Необходимое условие, исключающее смещение детали и уплотнения, относительно требуемых положений имеет вид

$$F_{\text{тр}} > F_{\tau}^{\text{ин}}, \qquad (1)$$

где $F_{\text{тр}}$ — сила трения;

$F_{\tau}^{\text{ин}}$ — сила инерции.

При горизонтальном положении шибера сила трения

$$F_{\text{тр}} = Nf = \sigma f, \qquad (2)$$

где N — сила нормального давления;

σ — вес детали или уплотнения;

f — коэффициент трения.

Для торможения шибера в пневмоцилиндре установлена пружина, поэтому в первом приближении можно считать, что процесс торможения происходит равнозамедленно.

Для равнозамедленного движения можно записать [4]:

$$S = \frac{w_{\tau} t^2}{2}; \qquad (3)$$

$$V = V_0 - w_{\tau} t, \qquad (4)$$

где S — путь торможения, равный величине деформации пружин;

w_{τ} — тангенциальное ускорение;

t — время торможения;

V — конечная скорость движения;

V_0 — начальная скорость движения.

Учитывая, что в конце движения скорость шибера $V = 0$, после преобразования выражений (3) и (4) получим:

$$w_\tau = \frac{V_0^2}{2S}. \quad (5)$$

Сила инерции имеет вид [4]:

$$F_\tau^{\text{ин}} = mw_\tau = \frac{\sigma}{g} w_\tau, \quad (6)$$

где σ — вес уплотнения или детали;

g — ускорение свободного падения.

Подставив в выражение (1) выражения (2), (6), а в последнее — (5) и вводя коэффициент запаса усилия k, запишем:

$$\sigma f = k \frac{\sigma}{g} \frac{V_0^2}{2S}. \quad (7)$$

Отсюда предельная скорость движения шибера в момент начала торможения находится из выражения

$$V_0 < \sqrt{\frac{2Sgf}{k}}. \quad (8)$$

Найдем жесткость пружин для торможения шибера.

Воспользуемся принципом Даламбера [4]

$$\begin{aligned} &\sum \bar{F}_j^{\text{в}} + \sum \bar{R}_j + \sum \bar{F}_j^{\text{ин}} = 0; \\ &\sum \bar{M}_j^{\text{в}} + \sum \bar{M}_j^R + \sum \bar{M}_j^{\text{ин}} = 0, \end{aligned} \quad (9)$$

где $\sum \bar{F}_j^{\text{в}}$ — векторная сумма внешних сил, действующих на систему;

$\sum \bar{M}_j^{\text{в}}$ — векторная сумма моментов внешних сил, действующих на систему;

$\sum \bar{R}_j$ — векторная сумма реакций связей;

$\sum \bar{M}_j^R$ — векторная сумма моментов реакций связей;

$\sum \bar{F}_j^{\text{ин}}$ — векторная сумма сил инерции;

$\sum \bar{M}_j^{\text{ин}}$ — векторная сумма моментов сил инерции.

Расчетная схема представлена на рис. 2.

Спроектируем силы на ось X $\left(\sum X_j = 0\right)$:

$$F_{\text{пц}} + F_\tau^{\text{ин}} - F_{\text{тр}} - F_{\text{пр}} = 0, \quad (10)$$

где $F_{\text{пц}}$ — сила пневмоцилиндра;

$F_{\text{пр}}$ — сила пружины.

Для надежного удержания шибера на позиции сборки достаточно, чтобы

$$F_{\text{пц}} > F_{\text{пр}}. \quad (11)$$

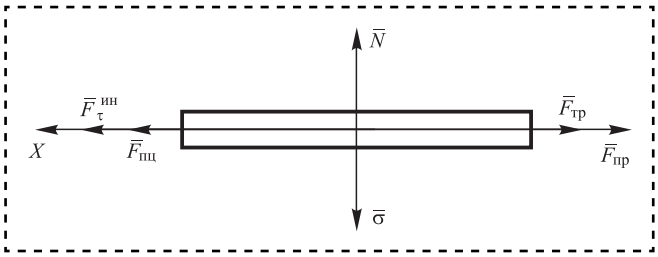


Рис. 2. Расчетная схема

С учетом коэффициента запаса силы k выражение (11) примет вид

$$F_{\text{пц}} = kF_{\text{пр}}. \quad (12)$$

Сила пневмоцилиндра

$$F_{\text{пц}} = [P] \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4}, \quad (13)$$

где $[P]$ — давление сжатого воздуха в магистрали;

$d_{\text{п}}$ — диаметр поршня.

Сила пружины

$$F_{\text{пр}} = CS, \quad (14)$$

где C — жесткость пружины;

S — деформация пружины (ход поршня).

С учетом выражений (2), (5), (6), (12), (14) выражение (10) примет вид

$$kCS + \frac{V_0^2 \sigma}{2gS} - \sigma f - CS = 0. \quad (15)$$

Окончательно жесткость пружины пневмоцилиндра с учетом неравенства (8) выражается формулой

$$C = \frac{\sigma f}{S(k-1)} - \frac{V_0^2 \sigma}{2gS^2(k-1)}. \quad (16)$$

Итак, представлена кинематическая схема устройства автоматизированной установки комплекта "уплотнение — сопрягаемая деталь". Обоснованы предельные режимы движения шиберов, при которых уплотнение и деталь не изменят своих положений на шиберах, что гарантирует надежную и качественную сборку.

Библиографический список

1. **Житников Ю.З., Симаков А.Л.** Автоматизация сборки изделий с резьбовыми соединениями: учеб. пособие. Ч. 2. Ковров: Изд. КГТА, 1997. 156 с.

2. **Житников Ю.З., Симаков А.Л., Житников Б.Ю.** Устройство автоматизированное сборки изделий в машино- и приборостроении. Альбом схемных решений и конструкций. Ковров: Изд. КГТА, 2003. 148 с.

3. **Устройства** установки металлизированных прокладок / Ю.З. Житников и др. // Сборка в машиностроении, приборостроении. 1993. № 3. С. 13—16.

4. **Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р.** Курс теоретической механики. В 2 т. Т. 1. М.: Наука, 1979. 543 с.

УДК 628.937

С.А. Микаева, *д-р техн. наук,* **А.С. Микаева,** *канд. экон. наук*
(Московский государственный университет информационных технологий, радиотехники и электроники),
А.А. Ашрятов, *канд. техн. наук,* **С.А. Вишневский**
(Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева)
E-mail: mikaeva@npo.lit.ru

Разработка и сборка световых приборов с изменяемым спектром излучения

Описываются разработка и сборка световых приборов с изменяемым спектром излучения. В настоящее время появилась возможность создания интеллектуальных светильников, способных не только изменять цветовую температуру и световой поток излучаемого светильником света в режиме реального времени, но и за секунды преобразовывать светоцветовую среду помещения до неузнаваемости. Новизна затронутой темы влечет за собой отсутствие необходимой информации и опыта в данной области, что затрудняет развитие световых приборов с изменяемым спектром излучения.

The development and assembly of lighting devices with a variable spectrum are describes. Currently there is the possibility of creating intelligent fixtures are not only able to change the color temperature and luminous flux emitted by the lamp light, in real time, but in seconds to transform light and color environment of the room beyond recognition. The novelty of the topic entails the lack of information and experience in this area, which hinders the development of lighting devices with a variable spectrum.

Ключевые слова: источник света, световой прибор, светильник, регулируемый спектр излучения, светодиодная лента, освещение музеев и выставок, динамическое освещение.

Keywords: light source, light unit, lamp, adjustable emission spectrum, LED strip, lighting of museums and exhibitions, dynamic lighting.

Введение

Не так давно появившиеся на рынке светодиодные источники света, пригодные для освещения, составляют сейчас значительную конкуренцию ранее используемым источникам света разных типов. Преимуществами светодиодов можно считать высокую световую отдачу, большой срок службы, малые габариты, экологичность и др. [1—8]. Отличительные особенности светодиодов (большая яркость, способность излучать свет в узком диапазоне длин волн) позволяют создавать уникальные по своему дизайну и характеристикам световые приборы.

Особенностью световых приборов, основанных на светодиодных источниках света, излучающих свет с различными длинами волн, является способность изменять суммарный спектр излучения всего светового прибора [1]. Такие световые приборы можно применять для формирования светоцветовой среды помещения. Использование подобных световых приборов для освещения выставочных экспонатов, макетов, картин и т.п. позволяет подчеркнуть все тонкости и детали освещаемого объекта, выразить его истинный смысл [7].

Например, если освещать галогенными лампами картину, написанную художником при закате солнца, то краски, которые художник использовал для написания картины при освещении их светом, имеющим иной спектр, будут иметь совершенно другие оттенки. Используя для освещения картины световой прибор с изменяемым спектром излучения, появляется возможность подобрать спектр излучения так, что будут подчеркнуты все тонкости рассматриваемой картины.

Другой областью применения световых приборов данного типа можно считать освещение рабочих помещений. Цветовая температура естественного света меняется на протяжении всего дня, это формирует циркадные ритмы в организме человека. Освещение помещений светом с постоянной цветовой температурой приводит к сбою циркадных ритмов,

что вызывает повышенную сонливость днем и некрепкий сон ночью [6].

Освещение помещений световыми приборами с изменяемым спектром излучения позволит поддерживать циркадные ритмы человека. Это будет способствовать повышению уровня работоспособности, улучшению физического и психологического состояний человека [2, 3]. Люди, находящиеся на Крайнем Севере, лишены суточной дозы солнечного света, что вызывает ультрафиолетовую недостаточность. Добавление в светильник светодиодов, излучающих необходимую дозу ультрафиолетового излучения, будет способствовать выработке витамина *D* в организме человека.

Световые приборы с изменяемым спектром излучения

Изменять спектральный состав излучаемого световым прибором света можно несколькими способами.

В простейшем варианте в световом приборе размещаются несколько источников света, излучающие свет с определенными спектрами. При необходимости изменения спектрального состава света, излучаемого световым прибором, выполняется переключение с одного используемого источника света на другой. Этот способ достаточно прост и не требует использования сложных контроллеров, но в этом случае можно получить лишь несколько вариантов спектрального состава света.

Другой способ [4] подразумевает размещение в корпусе светильника одной группы основных источников света одного типа, излучающих, как правило, белый свет, и нескольких дополнительных групп источников света, излучающих свет в отдельных узких областях спектра видимого излучения, позволяющих корректировать спектр излучения группы основных источников света. Такой метод требует использования сложного контроллера, но позволяет выполнять более точную корректировку спектра излучения светового прибора [4].

В настоящее время существует огромный выбор светильников, предназначенных для освещения закрытых помещений, отличающихся между собой размерами, формой, мощностью и др. Наиболее широкое применение получили потолочные светильники типа "Армстронг".

Потолочный светильник типа "Армстронг" имеет форму квадрата размерами 595×595 мм (рис. 1 на стр. 2 обложки). Высота светильника зависит от используемых в нем источников света. Световой поток, излучаемый светильником, зависит от мощности и числа используемых в светильнике источников света, а также от типа используемого рассеивателя. Обычно для создания заданного уровня освещенности, равномерно распределенной по площади помещения, используются светильники, имеющие световой поток 3000...4500 лм.

В качестве источников света в светильниках обычно используются светодиодные модули или светодиодные линейки (рис. 2 на стр. 2 обложки), равномерно размещенные по площади основания светильника. В зависимости от мощности чаще всего в светильник равномерно по площади основания устанавливаются 16, 20, 25, 30 или 36 светодиодных модулей либо 4 или 5 светодиодных линеек. Также возможно использование светодиодных лент.

В настоящее время выпускаются светодиодные ленты, линейки и модули, имеющие различные электрические параметры. Светодиодные ленты рассчитаны на напряжение питания 12 или 24 В и потребляют ток, значение которого напрямую зависит от длины ленты. Светодиодные модули рассчитаны на питание 5, 12, 24 В или другие напряжения. Светодиодные линейки рассчитаны на питание со стабилизацией по току 150, 300, 700 мА или имеющем другие значения.

Для питания светодиодных источников света используются специальные драйверы питания со стабилизацией либо по току, либо по напряжению.

При использовании схемы питания со стабилизацией по напряжению выходное напряжение драйвера подбирается в соответствии с напряжением питания источника света.

При использовании схемы питания со стабилизацией по току, подбирается соответствующий драйвер, способный поддерживать в цепи питания необходимую силу тока.

Мощность драйвера подбирается с учетом коэффициента запаса и находится по формуле

$$P_{\text{др}} \geqslant \Sigma P_{\text{ист}} k_{\text{зап}},$$

где $k_{\text{зап}}$ — коэффициент запаса, равный 1,25.

Таким образом, мощность драйвера питания должна быть больше или равна суммарной мощности всех источников света, подключенных

к драйверу, умноженная на коэффициент запаса.

Описываемый световой прибор должен содержать не только источники, излучающие белый свет, но и источники, излучающие свет с длинами волн, соответствующими красному, желтому, зеленому, синему и фиолетовому цветам. Поэтому необходимо использовать несколько драйверов питания [4].

В качестве источников, излучающих белый свет, целесообразнее использовать светодиодные линейки. В качестве источников, излучающих свет различных цветов, лучше использовать светодиодные ленты.

Использование светодиодных модулей усложняет процесс смешения белого света и света различных цветов за счет большой концентрации яркости в местах расположения светодиодных модулей.

При использовании в качестве источников белого света светодиодных линеек необходимо подбирать драйвер со стабилизацией по току и возможностью диммирования. Соответственно, для питания светодиодных лент, излучающих свет различных цветов, потребуется драйвер со стабилизацией по напряжению и контроллер, задающий токи питания светодиодным лентам, излучающим свет отдельных цветов.

Одна светодиодная линейка NEO-L-30S5630, излучающая белый свет, при силе тока питания 300 мА выдает световой поток, равный 980 лм [8]. Кроме основных источников, излучающих белый свет, в светильнике будут установлены дополнительные источники света, излучающие свет различных цветов. При этом часть света, излучаемого светодиодами, будет поглощена рассеивателем. Следовательно, для создания светового потока 3000...4000 лм достаточно использовать четыре светодиодные линейки.

Требуемая длина светодиодной ленты, излучающей свет того или иного цвета, зависит от цветовой температуры источника, излучающего белый свет. Это связано с тем, что белый свет, излучаемый светодиодами, представляет собой смесь синего света, излучаемого кристаллом светодиода, и желтого света, излучаемого люминофорным слоем. Если свет, излучаемый светодиодом, холодный, то в нем преобладает синяя составляющая, если теплый — желтая [4].

Таким образом, используя в качестве основного источника светодиоды, излучающие холодный свет, потребуется большое число светодиодов, излучающих свет с длинами волн, соответствующими красному, оранжевому и желтому цветам, и наоборот, используя в качестве основного источника света светодиоды, излучающие тепло-белый свет, потребуется большое число светодиодов, излучающих свет с длинами волн, соответствующими фиолетовому, синему и голубому цветам.

Варианты конструкции и сборки светильников и их особенности

Как было оговорено ранее, прототипом разрабатываемого светодиодного светильника с изменяемым спектром будет являться потолочный светильник типа "Армстронг". В качестве источников света будут использоваться светодиодные линейки и ленты.

В простейшем случае возможно расположение светодиодных линеек, излучающих белый свет, на задней стенке светильника (рис. 3). Тогда светодиодные ленты, излучающие свет различных цветов, придется разместить в непосредственной близости к светодиодным линейкам, излучающим белый свет. В противном случае на рассеивателе будут видны цветные пятна, что ухудшит внешний вид светильника.

Представленный вариант расположения светодиодных лент и линеек простой и является наиболее актуальным при использовании незначительного числа (либо вообще отсутствия) светодиодных лент, излучающих свет различных цветов. Это связано с тем, что при

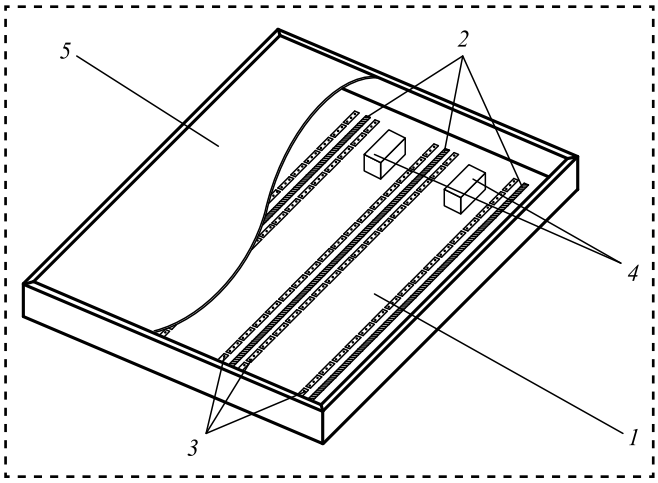


Рис. 3. Взаимное расположение узлов светильника:
1 — задняя стенка светильника; *2* — светодиодные линейки (ленты), излучающие белый свет; *3* — светодиодные ленты, излучающие свет различных цветов; *4* — драйверы питания; *5* — рассеиватель

использовании светодиодных лент, излучающих свет различных цветов, большой мощности даже при их расположении вплотную со светодиодными линейками, излучающими белый свет, смешение света с различными длинами волн не будет осуществлено в нужной мере, что повлечет за собой возникновение цветных пятен на рассеивателе светильника.

Устранить возникновение цветных пятен можно путем расположения светодиодных лент, излучающих свет различных цветов, имеющих большую насыщенность (красный, зеленый и синий), таким образом, чтобы свет от них попадал на рассеиватель, лишь отразившись от основания светильника (рис. 4). В этом случае свет, попадающий на рассеиватель, не будет сконцентрирован непосредственно над светодиодными лентами в виде насыщенных цветных пятен, что позволит получить равномерное смешение и распределение света по площади рассеивателя.

Данное утверждение справедливо лишь для цветных светодиодных лент. При включении светодиодных линеек, излучающих белый свет, на однородном фоне рассеивателя, оттенок которого зависит от интенсивности излучения того или иного цвета, возникнут ярко выраженные пятна белого цвета, расположенные над линейками, излучающими белый свет. Это связано с тем, что яркость светодиодных линеек, излучающих белый свет, намного выше яркости светодиодных лент, излучающих свет различных цветов.

Оптимальным вариантом является случай, когда светильник полностью основан на отраженном свете (рис. 5). В данном случае выгоднее всего все светодиодные линейки и ленты разместить на боковых стенках светильника. Причем, светодиодные линейки, излучающие белый свет, нужно разместить ближе к рассеивателю и закрыть светозаграждающими пластинами так, чтобы свет от них не попадал напрямую на рассеиватель.

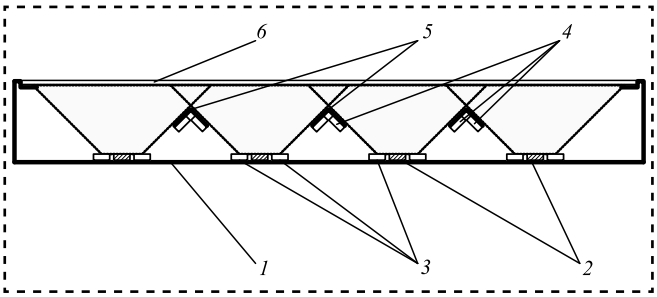


Рис. 4. Расположения светодиодных лент и линеек в светильнике:
1 — задняя стенка светильника; *2* — светодиодные линейки (ленты), излучающие белый свет; *3* — светодиодные ленты, излучающие свет желтого и фиолетового цветов; *4* — светодиодные ленты, излучающие свет синего, зеленого и красного цветов; *5* — алюминиевые уголки-теплоотводы; *6* — рассеиватель

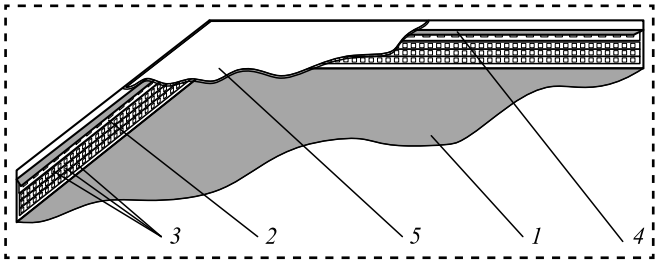


Рис. 5. Конструкция светильника рассеянного света:
1 — задняя стенка светильника; *2* — светодиодные линейки (ленты), излучающие белый свет; *3* — светодиодные ленты, излучающие свет различных цветов; *4* — светозаграждающие пластины; *5* — рассеиватель

Покрытие задней стенки светильника можно исполнить в двух вариантах — зеркальное и диффузное (белое матовое). В первом случае светораспределение на рассеивателе будет напрямую зависеть от того, под каким углом наблюдатель смотрит на светильник, и в некоторых случаях возможно наблюдение цветных пятен. В случае когда задняя стенка светильника имеет диффузное покрытие, осуществляется наиболее качественное и равномерное смешение цветов, что дает равномерное распределение света на плоскости рассеивателя, почти не зависящее от угла наблюдения.

Светодиодные линейки, излучающие белый свет, из-за большой яркости светодиодов необходимо размещать вплотную к светозаграждающей пластине. Ширина пластины не должна быть большой. Она выбирается таким образом, чтобы выполнялся закон полного отражения, и свет, попадающий от светодиодной линейки напрямую на рассеиватель, не проходил через него.

Таким образом, оптимальным вариантом светового прибора с изменяемым спектром излучения является световой прибор, использующий отраженный свет и большое число светодиодов малой мощности. Для питания отдельных групп светодиодов необходимо использовать отдельный драйвер питания или отдельный канал многоканального драйвера питания с возможностью регулирования силы тока питания каждой отдельной группы светодиодов (рис. 6) [4].

Структурная схема соединения электрических узлов светильника представлена на рис. 7.

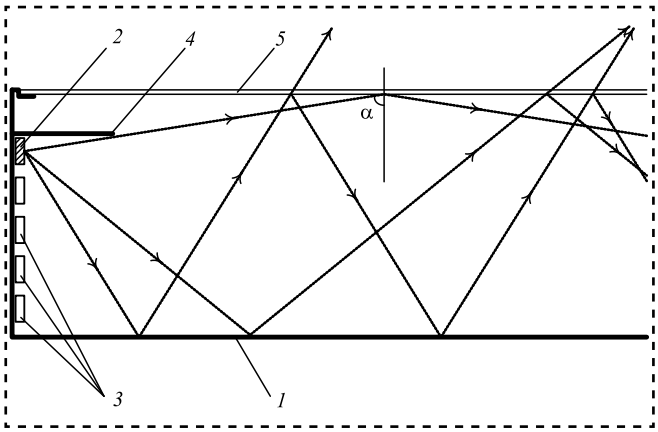


Рис. 6. Ход лучей в светильнике:
1 — задняя стенка светильника; *2* — светодиодные линейки (ленты), излучающие белый свет; *3* — светодиодные ленты, излучающие свет различных цветов; *4* — светозаграждающие пластины; *5* — рассеиватель; α — угол полного отражения

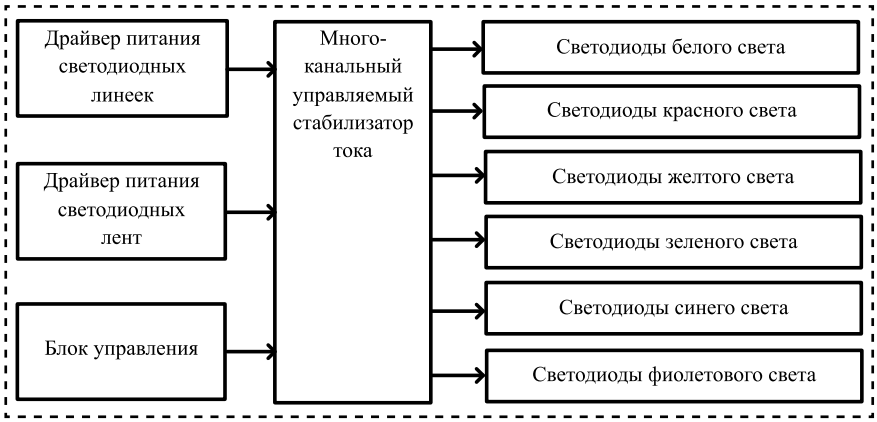


Рис. 7. Структурная схема соединения электрических узлов светильника

Заключение

Возможность создания световых приборов с изменяемым спектром излучения появилась недавно [1]. В связи с этим о сложностях, возникающих при конструировании подобных световых приборов, информации пока нет. Рассмотренный здесь опыт, связанный с разработкой описываемых световых приборов, подтверждает возможность их создания, а также подчеркивает преимущества и недостатки различных вариантов конструкции. Соединение светильников в осветительную установку, управляемую единым контроллером, а также добавление дополнительных датчиков мониторинга освещенности и цветовой температуры позволит получить интеллектуальную осветительную установку, способную выполнять различные задачи в зависимости от области применения.

Использование данной осветительной установки для освещения рабочих помещений [6] позволит имитировать освещение, близкое к естественному [5]. При этом возможно повышение производительности труда за счет снижения утомляемости персонала [2].

При использовании такой установки в зонах отдыха, гостиных, комнатах переговоров и других подобных помещениях появится возможность создания такой светоцветовой среды помещения, которая будет гармонично сочетаться с интерьером самого помещения, что позволит создать благополучную атмосферу как для отдыха, так и для проведения переговоров. Освещая предложенными светильниками экспонаты в музеях и выставочных павильонах, картины и т.п. [7], появится возможность настроить свет так, что освещаемый объект предстанет перед зрителем совершенно в другом стиле.

Библиографический список

1. **Аладов А.В., Закгейм А.Л., Мизеров М.Н., Черняков А.Е.** Полихромные спектрально-перестраиваемые осветительные приборы со светодиодами: опыт разработки и применения // Светотехника. 2013. № 5—6. С. 34—39.

2. **В. Ван Боммель.** Качество освещения и энергоэффективность: критический обзор // Светотехника. 2011. № 1. С. 6—11.

3. **Вишневский С.А., Ашрятов А.А.** About the intellectual control of the led the lighting installation // Сб. науч. трудов XI национальной конференции с международным участием BulLight2014. Болгария, 2014. С. 90—92.

4. **Вишневский С.А., Ашрятов А.А.** Автоматический регулятор цветовой температуры светодиодных источников света // Сб. науч. трудов SWorld Одесса, 2013. С. 61—63.

5. **Внукова О.** Освещение офисных пространств с учетом суточных биоритмов человека // Полупроводниковая светотехника. 2014. № 5. С. 24—25.

6. **Иванов З.** Применение биодинамических систем освещения в осветительных установках // Проблемы и перспективы развития отечественной светотехники, электротехники и энергетики // Сб. науч. тр. X Междунар. науч.-тех. конференции. Саранск, 13—14 декабря 2012 г. Саранск: Изд-во СВМО, 2012. С. 115—119.

7. **Шанда Я.** Что такое точность воспроизведения цвета в музейном освещении // Светотехника. 2014. № 5. С. 23—27.

8. **Светодиодный** модуль NEO-L-30S5630 [Электрон. ресурс]. URL: http://e-neon.ru/user_img/catalog_datasheets/neo-l-30s5630_ver%201.3.pdf.

УДК 621.71

А.И. Самаркин, Е.И. Самаркина, С.И. Дмитриев, *канд-ты техн. наук,* **Е.А. Евгеньева**
(Псковский государственный университет)
E-mail: dmitrievsi55@gmail.com

Автоматизированное проектирование технологических процессов сборки

Рассматриваются особенности автоматизированного проектирования технологических процессов сборки изделий в машиностроении. Приводится анализ существующего программного обеспечения.

The features of computer-aided design of technological processes of assembling products in mechanical engineering. The analysis of existing software.

Ключевые слова: схема сборки, автоматизированное проектирование, компьютерное моделирование, спецификация, дерево комплектования.

Keywords: circuit assembly, computer-aided design, computer modeling, specification, wood acquisition.

Сборка — это образование разъемных или неразъемных соединений из составных частей заготовки или изделия. Процесс сборки является заключительным этапом изготовления изделия, в значительной степени определяющим его основные эксплуатационные качества.

Выполнение сборочных работ связано с большой затратой времени, которое составляет 25...40 % от общей трудоемкости изготовления изделия.

Рассматривая вопросы автоматизации проектирования технологии, традиционно останавливаются на механической обработке или отдельно сварке, литье, штамповке. Процессы сборки можно считать в этом отношении слабо изученными. Поскольку в России сейчас развивается очень много сборочных производств, хотелось отчасти компенсировать этот недостаток.

Для технологических процессов (ТП) сборки характерны следующие специфические проблемы:

выбор метода достижения заданной точности сборки;

декомпозиция изделия (сборочной единицы) в соответствии с его технологической структурой;

выбор базовых деталей для узловой и общей сборки;

выделение в конструкции размерных цепей, их расчет по методикам, задаваемым пользователем, интерпретирование результатов расчета.

Основной трудностью при автоматизации проектирования ТП сборки в настоящее время является низкий уровень обобщения предлагаемых решений по сравнению с уровнем обобщения решений задач при механической обработке.

Задачи, решаемые при проектировании ТП сборки с позиций формализации можно разделить на две группы:

определение последовательности сборки;

выбор средств для каждого этапа сборки.

Задачи определения средств сборки решаются с помощью ЭВМ путем построения информационно-поисковых систем. Перечни применяемого оборудования, инструмента, контрольных и измерительных средств, их характеристики составляют условно-постоянную информацию системы. Для каждого этапа сборки по соответствующим признакам осуществляется поиск необходимых средств.

Задачи определения последовательности сборки по своему функциональному назначению делятся на три вида:

формирование схемы, содержащей все оправданные варианты порядка сборки, т.е. учитывающей схему базирования, возможности доступа, способ получения точности замыкающего звена;

определение оптимальной организации процесса сборки по имеющейся схеме порядка (к таким задачам относится прежде всего задача технологического членения);

определение места в маршруте сборки операций механической обработки, контроля.

Результатом решения этих задач является последовательность сборки, которая оформляется в виде схемы сборки.

Важнейшей составляющей входной информации САПР ТП сборки является модель предмета производства (изделия, сборочной единицы).

При автоматизированном проектировании ТП сборки вначале определяют ее принципиальную схему (последовательность), а затем на основе выбранной схемы разрабатывают маршрутно-операционную технологию сборки.

Основными факторами, влияющими на последовательность сборки, являются условия базирования и доступа к месту установки элемента. Условие базирования при установке элемента выполняется, если среди установленных ранее элементов есть такие, которые образуют хотя бы один состав сборочной базы.

Условие доступа к месту установки элемента выполняется, если среди установленных ранее нет элементов, препятствующих установке этого элемента.

Установка всех элементов изделия в некоторой последовательности возможна, если одновременно соблюдены условия и базирования, и доступа к месту сборки.

Формализация этапов разработки принципиальных схем и маршруты сборочных процессов базируются на методах анализа пространственной взаимосвязи элементов изделий и моделирования технологических маршрутов их сборки. Варианты последовательности присоединения элементов изделия могут быть сгенерированы в автоматизированном режиме (например, изделия радиоэлектроники).

Автоматизация построения технологической схемы сборки в диалоговом режиме в принципе является сложной. Однако субъективный характер такой схемы может привести к негативным последствиям при разработке ТП на его основе.

Предпочтительно использование преимуществ современного компьютерного геометрического (объемного) моделирования. После создания модели сборочной единицы возможно генерирование различных вариантов ее декомпозиции. Каждый из вариантов, за исключением абсурдных, может стать основой для разработки схемы, а в последующем и ТП сборки.

Процедура разработки схемы может быть заменена технологическим контролем возможной собираемости узла в рассматриваемой последовательности. Используются базы знаний и искусственный интеллект. Но промышленной реализации в САПР ТП для машиностроения такой подход не нашел, поскольку алгоритмы разработаны для определенной ограниченной группы изделий, например, в радиоэлектронной промышленности.

Особенности проектирования ТП сборки в САПР ТП

При формировании ТП сборки используются следующие основные методики автоматизированного проектирования:

прямое проектирование;

проектирование ТП из типовых технологических блоков;

проектирование индивидуального ТП на основе ТП аналога;

проектирование на основе модульной технологии.

На сегодняшний день не так много САПР имеют инструментарий, *специально* разработанный для решения задач, связанных с проектированием ТП сборки. Можно выделить инструментарий САПР ВЕРТИКАЛЬ V3 (разработан российской фирмой АСКОН) [1], позволяющий решать задачу проектирования ТП сборки локально, и TechnologiCS (компания *Consistent Software*) [2], реализующий идею единой информационной модели изделия.

Как правило, для ведения конструкторского состава изделия САПР имеет специальный программный модуль, где состав изделий представлен в виде спецификаций.

Спецификации можно вводить вручную, создавать новые на основе подобных спецификаций, выполнять функции импорта и экспорта спецификаций, к номенклатуре спецификации привязывать конструкторские и технологические документы.

На стадии планирования из конструкторского состава изделия выделяются части изделия, подразумевающие определенный этап или характер работ, например электропривод, гидропривод, механика, система управления, отделка и т.д. Дальнейшая декомпозиция состава изделия происходит по принципу "место—оборудование".

Параллельно решается задача определения технологического маршрута в первом приближении. Состав изделия на этой стадии фиксируется как в электронном, так и в бумажном виде. При этом используется режим работы с составом, позволяющий решать указанные задачи.

При проектировании ТП сборки технологу необходимо иметь возможность разрабатывать собственные структуры изделий или частей (схемы сборки), отличные от заложенных в конструкторской спецификации. Виртуальные части изделия, вообще не существующие в спецификации, создаются технологом на основе структуры изделия, заложенной в конструкторских спецификациях. И здесь разработчиками предоставляется инструментарий режима, позволяющего решать задачи технолога-сборщика.

Какие бы режимы работы САПР со структурой изделия не использовались, все они обеспечивают создание "электронной структуры изделия".

Электронная структура изделия (*ЭСИ*) — это документ, содержащий в электронной форме состав сборочной единицы, комплекса или комплекта и иерархические отношения (связи) между его составными частями и другие данные в зависимости от его назначения (ГОСТ 2.102—2013).

В современных САПР электронная структура изделия используется очень широко. Поэтому документы данного вида, используемые при решении разных задач управления документооборотом, планирования, ТПП, производства, имеют свои названия, как правило, определяемые разработчиками программного обеспечения, например: "Производственная спецификация", "Итоговая спецификация" системы TechnologiCS.

Особенности работы в САПР ТП ВЕРТИКАЛЬ с использованием инструментария по комплектованию операций ТП сборки

Усовершенствованием системы с ТП ВЕРТИКАЛЬ V3 является инструментарий для выполнения работ по комплектованию операций ТП сборки.

Под *комплектованием* в САПР ТП ВЕРТИКАЛЬ понимается распределение элементов состава изделия по сборочным операциям.

При работе с комплектованием в системе ВЕРТИКАЛЬ можно выделить следующие этапы:

формирование комплектования для ТП сборочной единицы;

распределение комплектования по операциям.

В инструментарии САПР ВЕРТИКАЛЬ предусмотрен определенный вид электронного документа "ТП сборки". Документ этой структуры создается сразу после выбора команды "Создать ТП на сборку" (рис. 1).

Для заполнения атрибутов разработаны специальные элементы интерфейса: дерево комплектования, вкладка "Комплектование операции", команды меню.

Проектирование ТП сборки подразумевает наличие технологического состава, который формируется в процессе комплектования. Для комплектования необходимы конструкторские данные, основным объектом которых является конструкторский состав изделия или сборочных единиц.

Для разработки сборочных ТП необходимо конструкторский состав изделия передать в САПР ТП и выполнить комплектование, т.е. сформировать на базе конструкторского состава изделия технологический состав и распределить объекты технологического состава по технологическим операциям.

Существуют следующие способы наполнения дерева "Комплектование":

последовательное добавление объектов технологического состава;

импорт комплектования из ЛОЦМАН: PLM в ВЕРТИКАЛЬ;

импорт комплектования из КОМПАС-3D.

В дерево комплектования ТП сборочной единицы можно добавлять следующие объекты (рис. 2): комплекс; сборочную единицу; деталь; стандартное изделие; прочие изделия; материал (из справочника "Материалы и сортаменты"); комплект.

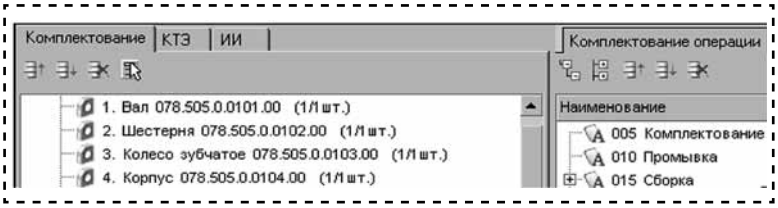


Рис. 1. Дерево комплектования и вкладка "Комплектование операции"

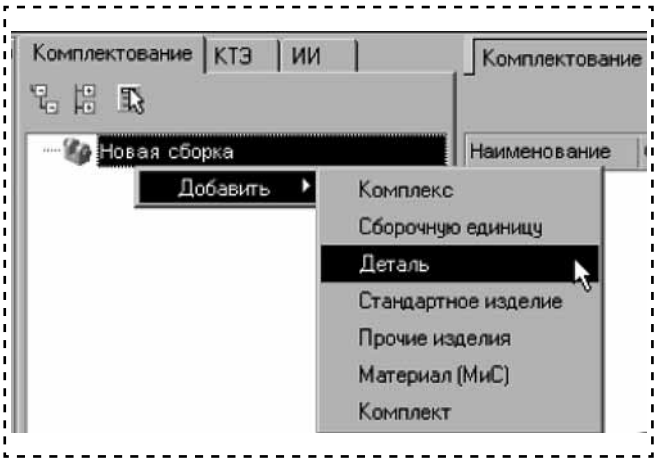


Рис. 2. Добавление объектов в дерево "Комплектование"

При добавлении объекта в дерево "Комплектование" указываются его параметры, в том числе наименование, обозначение, число объектов.

Если для работы с конструкторским составом использован ЛОЦМАН: PLM (рис. 3), импортированные объекты комплектования будут отображаться в инструментарии САПР ВЕРТИКАЛЬ в той последовательности, в которой они отображались в дереве конструкторского состава в ЛОЦМАН: PLM.

Можно использовать для комплектования ТП не все объекты конструкторского состава или удалить элементы конструкторского состава непосредственно из дерева "Комплектование" и добавить недостающие объекты технологического состава вручную.

В САПР ТП ВЕРТИКАЛЬ реализован модуль импорта комплектования из следующих файлов КОМПАС-3D:

*.a3d — файл "КОМПАС—сборка";

*.cdw — файл "КОМПАС—чертеж";

*.spw — файла "КОМПАС—спецификация".

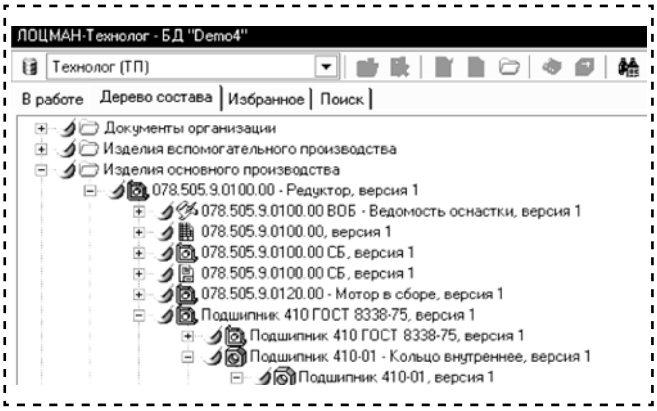


Рис. 3. Дерево состава ЛОЦМАН: PLM

После формирования дерева "Комплектование" одним из описанных способов технолог проводит распределение объектов дерева по операциям ТП. Для выполнения этой задачи используется дерево "Комплектование" и вкладка "Комплектование операции", на которой отображается список операций текущего ТП. Выбранный элемент комплектования переводится "мышью" (функция "drag&drop") на соответствующую операцию, расположенную на вкладке "Комплектование операции".

Операция должна быть связана со сборкой сборочной единицы или изделия на одном рабочем месте, что, как правило, соответствует одному оборудованию (пресс, вальцовочная машина, ванна для промывки, стол сборщика) и оснастке. В связи с этим группы переходов объединяются в операцию по признаку использования одного и того же оборудования, оснастки и принадлежности одной сборочной единице технологического состава изделия.

Особенности использования TechnologiCS для решения задач проектирования ТП сборки

При программной реализации в TechnologiCS электронный документ представляет собой дерево классификатора, по уровням которого распределены составные части изделия. Номенклатура имеет атрибуты, позволяющие задавать ее порядок на данном уровне классификатора и связывать ее с составом частей последующего уровня.

Под составной частью понимаем сборочную единицу, комплекс, комплект, деталь, ЗИП, технологический комплект и т.д. (в зависимости от терминологии).

Используются те же интерфейсные решения, что и при работе с номенклатурными справочниками. Функциональные возможности по работе с ЭСИ сводятся к добавлению номенклатуры и определению ее параметров. В общем виде работа с ЭСИ сводится к перегруппированию составных частей изделия, дополнению виртуальными составными частями и оформлению результатов в виде ведомостей и спецификаций в соответствии с ГОСТ.

Рассмотрим одну из схем использования TechnologiCS для решения задач, связанных с разработкой ТП сборки (рис. 4).

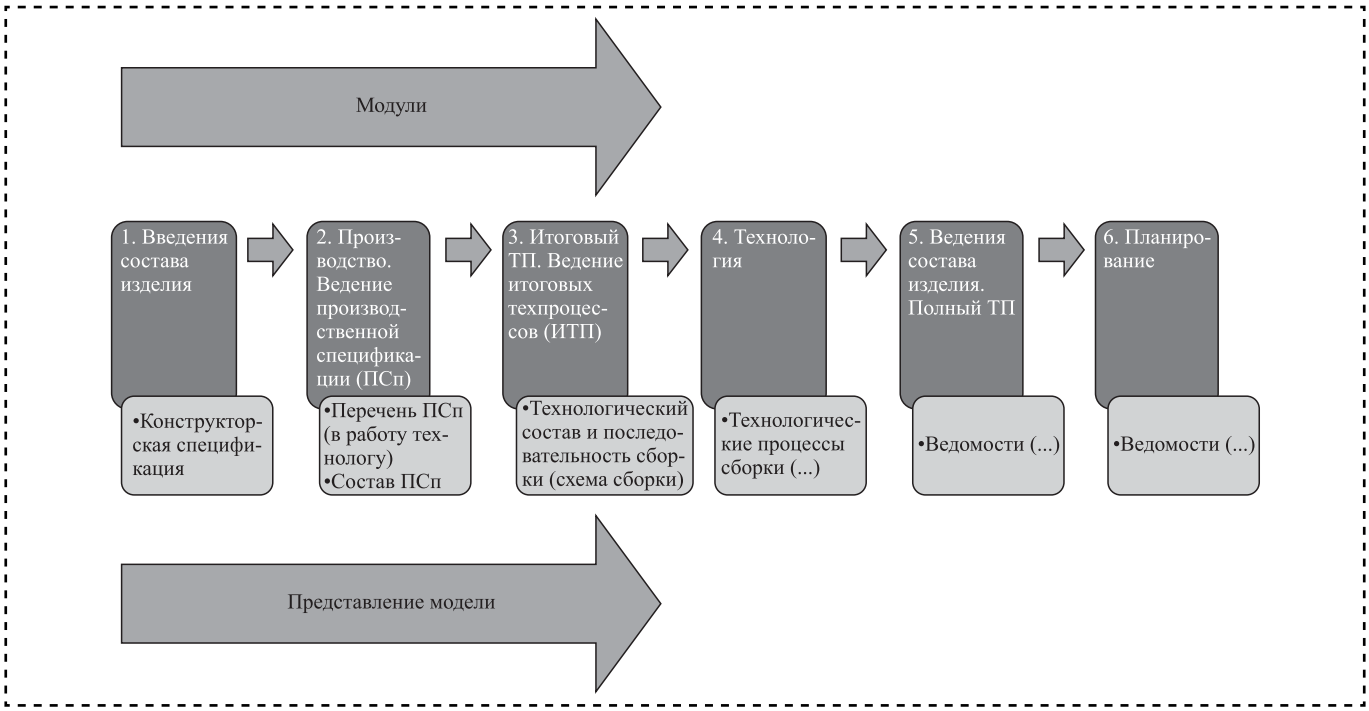


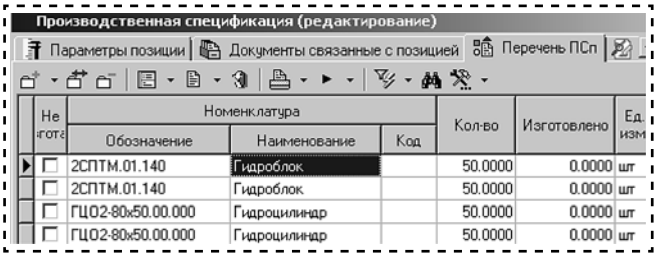
Рис. 4. Схема использования модулей TechnologiCS для решения задач, связанных с разработкой ТП сборки

На первой стадии определяются части изделия, с которыми будут выполняться работы по ТП. На этой стадии разрабатываются ведомости, фиксирующие разузлование, позволяющие определить примерный маршрут прохождения частей изделия по цехам и переделам (в том числе анализируются возможности закупки). Эту работу выполняют наиболее опытные технологи. Кроме того, определяется состав конструкторских спецификаций, необходимый для формирования технологического состава.

Результаты разузлования в виде ведомостей состава и связанных с ними заданий на проектирование передаются технологам для выполнения ТП сборки. На этой стадии можно воспользоваться режимом "Производство" — "Производственные спецификации".

Производственные спецификации (ПСп) — документ вида ЭСИ. Они служат для ведения перечня номенклатурных позиций производственного заказа, для оперативного изменения его состава, последовательности изготовления позиций, а также для изменения вариантов изготовления позиций.

Кроме того, в этом режиме формируется перечень ПСп и их состав (рис. 5) для состояния "разработка" ТП. Для частей состава изделия ПСп определяются ответственные лица, сроки.



Не изгот	Номенклатура			Кол-во	Изготовлено	Ед. изм
	Обозначение	Наименование	Код			
☐	2СПТМ.01.140	Гидроблок		50.0000	0.0000	шт
☐	2СПТМ.01.140	Гидроблок		50.0000	0.0000	шт
☐	ГЦО2-80х50.00.000	Гидроцилиндр		50.0000	0.0000	шт
☐	ГЦО2-80х50.00.000	Гидроцилиндр		50.0000	0.0000	шт

Рис. 5. Перечень элементов, из которых состоит ПСп

Поскольку ПСп формируется с использованием номенклатуры "Спецификации", то для формирования задания на проектирование технологии доступна и вся информация, привязанная к позициям (спецификации, ведомости, чертежи и т.д.).

На второй стадии разработки ТП сборки технолог на базе конструкторского состава изделия формирует технологический состав и технологические операции сборки.

Конструкторский состав формируется с помощью модуля "Ведение состава изделия" и фиксируется в виде электронной спецификации изделия, из которой можно выделить состав любой специфицируемой части изделия, которая необходима технологу для формирования технологического состава.

Технологический состав формируется с помощью модуля "Ведение итоговых техпроцессов" (ИТП). Модуль ИТП предназначен для

работы со сводной информацией об изделии, содержащей в себе как конструкторскую, так и технологическую информацию. В том числе можно разрабатывать собственные структуры изделий (схемы сборки), отличные от заложенных в конструкторской документации.

Ведение ИТП представляет собой работу в режимах "Итоговый техпроцесс", "Состав" и "Последовательность сборки". Все эти режимы связаны между собой.

Режим "Итоговый техпроцесс" позволяет формировать позиции дерева ИТП из конструкторской спецификации или вручную, если они являются результатом технологического членения (например, промежуточные сборки).

На третьей стадии разработка технологии сборки заканчивается формированием комплекта технологической документации. При этом содержание документов должно учитывать как состав частей сборки и их атрибуты, так подразделения и исполнителей. Поэтому необходимо иметь всю информацию, позволяющую выполнять автоматическую сортировку данных.

Режим "Полный ТП" модуля "Ведение состава изделия" позволяет объединять ТП сборки с другими ТП, разработанными для изделия, и формировать технологические ведомости для производства.

Проектирование на основе модульной технологии

Принципиально возможно создание САПР ТП сборки на основе модульной технологии. Существует методическое обеспечение — модульный подход к описанию конструкций изделий и производства.

Для полноценной работы системы проектирования на основе модульной технологии необходима геометро-технологическая модель изделия (ГТМИ). Однако современные конструкторские САПР не создают полноценных ГТМИ. Создание полноценной ГТМИ (путем корректировки и дополнения) можно возложить на пользователя или же автоматизировать (извлекать в автоматическом режиме технологические данные из модели изделия).

Самой главной задачей является представление ГТМИ в виде *математической модели*. Данная задача решается путем представления изделия графом, узлы которого образуются совокупностью модулей поверхностей, а ребра — модулей соединения.

Соответствующей подзадачей является декомпозиция изделия на модули поверхностей и модули соединения, установление связей между ними и непосредственно построение графа изделия. Таким образом, такая система САПР будет иметь возможность опознавать изделие и детали как взаимодействующие объекты, а не как совершенно обезличенные тела.

Основные направления исследований, обеспечивающих создание модульной системы, — разработка формальных правил выделения сборочных единиц и выбора баз, методики оценки и выбора вариантов последовательности сборки, создание базы данных модулей ТП сборки.

По мнению сторонников модульной технологии, такая система ориентирована на многономенклатурное и серийное производство, что является следствием использования в основе системы модульной технологии. Система должна работать по возможности в пакетном режиме с интерактивным вводом исходной информации. Прототип системы в настоящее время можно реализовать в КОМПАС-Мастер как библиотеку либо в любой другой САПР с открытой архитектурой и 3*D*-ядром.

Заключение

Из истории производства известно, что в первую очередь совершенствовались отрасли промышленности, развитие которых невозможно без соответствующего оборудования. Сборка же в большинстве случаев могла осуществляться вручную, при минимуме оснастки (рука, ключ, рычаг), и вопросы автоматизации сборки отходили на второй план. Это обстоятельство отразилось и на разработках в области САПР ТП сборки.

На сегодняшний день разработки в области САПР ТП сборки сильно разрознены, отсутствует наиболее приближенная к реальным требованиям концепция системы в целом. Не случайно, что сейчас не так много САПР, имеющих инструментарий, разработанный специально для решения задач, связанных с проектированием ТП сборки. Уровень современной автоматизации проектирования ТП сборки еще низок, проектирование остается исключительной прерогативой человека.

В целом, разработка эффективных САПР ТП сборки является делом будущего.

Библиографический список

1. **ВЕРТИКАЛЬ:** руководство пользователя. М.: Изд-во Аскон, 2008. 472 с.

2. **TechnologiCS:** руководство пользователя. Consistent Software Ltd., 2001. 212 с.

УДК 531.4

А.В. Бородай, *канд. техн. наук*
(Южно-Российский государственный политехнический университет (Новочеркасский политехнический институт) имени М.И. Платова)
E-mail: borodai11@yandex.ru

Трибология неподвижного контакта

На основе развития положений волновой триботехники предложены общие схемы образования и функционирования фрикционных связей и трибосистем. Основное внимание уделено режиму неподвижного контакта тел в трибосистемах и предложено рассматривать указанный режим в качестве режима подвода энергии окружающей среды в систему.

On the base of development of wave tribology postulates the general schemes of formation and function of friction bond and tribosystems are presented. The principal attention is given to the static friction regime. This regime is supposed to be the most important factor of medium energy transfer in tribosystems.

Ключевые слова: волновая триботехника, неподвижный контакт, контактные стержневые системы, фрикционная связь, каноническая и организованная трибосистема.

Keywords: wave tribology, static contact of surfaces, contact rod systems, friction bond, canonic and organized tribosystem.

Развитие представлений о процессе трения и макроскопическом движении как замкнутой поперечной волне позволяет предположить, что неподвижный контакт тел, предваряющий их относительное тангенциальное перемещение, представляет собой напряженный поперечный волновой процесс, определяющий параметры и саму возможность последующего процесса тангенциального перемещения тел [1]. При рассмотрении схемы строения и функционирования свободной поверхности, можно предположить, что одним из ее важных исходных структурных элементов является совокупность параллельно ориентированных поверхностных *K*-, *L*-пленок, характеризующихся высокой удельной механической прочностью и жесткостью и являющихся фактором действия мощных переменных (первичных) полей поверхностных сил F_{ad}, сжимающих поверхностный слой (рис. 1). Образование пленок обусловлено процессами функционирования связей в объеме тел и в особенности самим процессом функционирования поверхности. Зигзагообразная конфигурация пленок обеспечивает наличие геометрического профиля поверхности тела, причем пленки, отделяющие поверхностный слой от окружающей среды и основного объема тел, являются наиболее выраженными и наиболее прочными (обозначены сплошными линиями в верхней и нижней частях рис. 1). Одной из основных функций системы поверхностных пленок является образование жестких стержней *p*, *r*, заклиненных в поверхностном слое, ориентация которых близка нормальной по отношению к поверхности. Образование стержней и стержневых систем является индукционным процессом, происходящим под действием по-

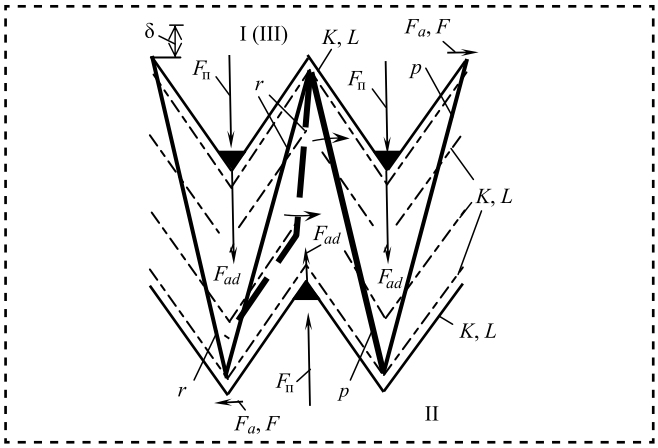


Рис. 1. Схема строения поверхностного слоя тел и процессов перемещений элементов структуры слоя:
I — тело (окружающая среда); II — контртело; III — излучатель энергии

лей поверхностных сил F_{ad} и процессов контактного массопереноса [1]. В зависимости от условий и фазы развития процесса стержни могут состоять из вещественных частиц, а также субмикроскопических вихревых ячеек — элементов первичного вихревого поля [2]. Длина стержней может изменяться в широких пределах.

Одной из наиболее важных функций поверхности, поверхностного слоя и системы тело—поверхностный слой является обеспечение действия тангенциальных движущих сил F_a, F на стержни p, r таким образом, чтобы стержни совершали угловые и поступательные перемещения, а тела также испытывали действие тангенциальных движущих сил и, соответственно, совершали относительное перемещение вдоль поверхности. Источником действия сил F_a, F является некоторый излучатель энергии (тело III), всегда присутствующий в составе системы. В зависимости от фазы развития процесса роль такого источника могут играть подповерхностные слои тел, сами тела или особая зона, уплотненный элементарный слой, возникающий в толще поверхностного слоя.

Физическую сущность, цель и физический смысл комплекса процессов, происходящих в зоне поверхностного слоя, составляет преодоление поля поверхностных сил F_{ad} (а также поля потенциальных сил $F_п$), обеспечиваемое нормальными перемещениями вещества поверхностных слоев и центров масс тел, происходящими вследствие угловых перемещений стержней, и возникновение трибопотенциала φ в полях этих сил, являющегося важнейшим параметром трибосистем и любой естественной системы. Несмотря на относительную малость нормальных деформаций тел и поверхностных слоев δ, обеспечиваемых деформирующим действием стержней, вследствие весьма высокой напряженности полей сил F_{ad} и $F_п$ абсолютная величина трибопотенциала значительна. Важным фактором повышения эффективности процесса возникновения и действия трибопотенциала является близкая к нормальной ориентация стержневых систем, сохраняющаяся при любых условиях и любых режимах взаимодействия, как при неподвижном, так и движущемся контакте, обеспечивающая максимальную продольную жесткость стержней и их высокую деформирующую способность. Дополнительным фактором обеспечения величины и эффективности действия трибопотенциала является эффект удлинения стержней в процессе их угловых перемещений (эффект упрочнения стержня) [3]. Указанный эффект усиливается процессом приведения поверхностей тел в непосредственный контакт, увеличивающим высоту профиля поверхностей, повышающим степень их взаимного внедрения и уменьшающим величину градиента плотности поверхностных слоев. В остальном процессы, протекающие на свободной поверхности и в зоне контакта тел, являются принципиально тождественными.

Действие трибопотенциала прежде всего обеспечивает протекание циклических процессов излучения носителя первичного трибоимпульса J'_Σ третьим телом, проводником которого являются стержневые системы, и его отражение от подслоя тел, сообщая поверхностным состояниям (неподвижному контакту и фрикционному взаимодействию тел) свойства замкнутого поперечного волнового процесса. Именно поперечность и замкнутость процессов контактного взаимодействия обусловливает образование поверхностных пленок и поверхностей, подвод и преобразование энергии в системе, действие внутренних тангенциальных движущих сил F_a, осуществление циклических нормальных контактных деформаций зоны контакта, непрерывное поддерживание и возобновление действия трибопотенциала в системе взаимодействий, и тем самым обеспечение протекания процессов образования и функционирования трибосистем [1].

Следует отметить наличие двух основных режимов (состояний) функционирования систем: канонического и организованного. Канонический режим, являясь начальным, характеризуется повышенным уровнем действия сил F_{ad}, осуществляющих образование и продольное сжатие стержней, в результате которого они теряют продольную устойчивость и приобретают s-образную конфигурацию. Этому способствует образование зон интенсивного локального сжатия, располагающихся в зонах концевых участков стержней (в зонах впадин профиля поверхностей), вызывающих возникновение циклически действующих вторичных полей поверхностных сил F'_{ad}, дополнительно сжимающих стержни и уменьшающих высоту шероховатостей профиля, приближая его к идеальной плоскости. Последнее обеспечи-

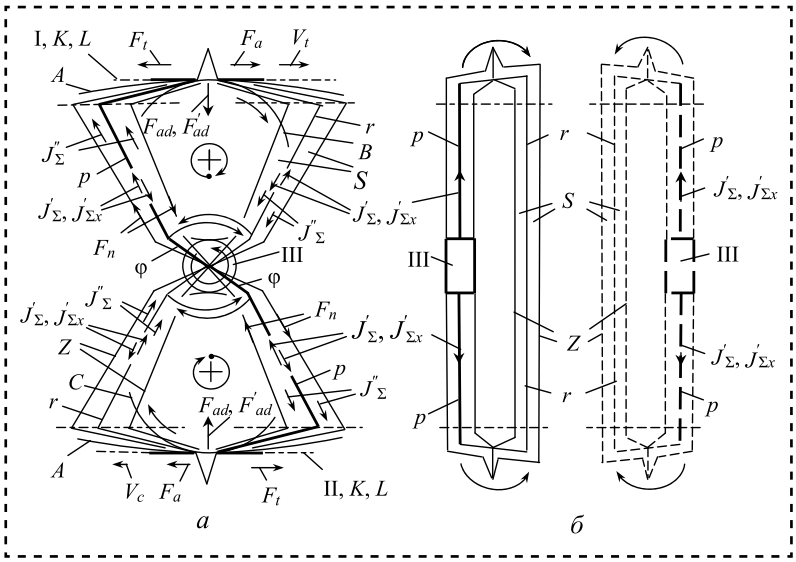


Рис. 2. Схема строения и функционирования канонической фрикционной связи и канонической трибосистемы:
а — продольное; *б* — поперечное сечение; *A*, *B*, *C*, *S*, *Z*, φ′, φ″, J''_Σ, $F_п$, F_t, V_c, V_t — структурные, энергетические, кинетические и силовые параметры связи

вает возникновение эффекта попарного смыкания концов соседних стержней *p* и *r* и образования замкнутых стержневых контуров (канонической фрикционной связи), ветви которой располагаются в смежных параллельных плоскостях (рис. 2). Действие полей сил F'_{ad} в этом режиме усиливается присутствием стержневых вихревых складок-носителей трибоимпульса — мощного дополнительного фактора действия поля сил — в моменты падения носителей на поверхность подслоя тел и отражения от подслоя (структура складок на схемах не показана).

Вследствие замкнутости стержневых систем действие тангенциальных сил F_a, развиваемых канонической связью, замыкается внутри связи, и указанное действие практически не распространяется на тела. Поэтому канонический режим является либо режимом неподвижного контактирования, либо режимом движения тел, совершаемым под действием внешних тангенциальных сил *F*. Особенностью данного режима является то, что, вследствие затрудненности осуществления тангенциальных перемещений элементов связи, процесс реализации внутренней энергии системы и процесс контактных деформаций сосредотачиваются в направлении, нормальном поверхности. Это обусловливает повышение интенсивности и эффективности преодоления энергетического барьера, частично изолирующего систему, и интенсивности протекания процессов захвата энергии среды и подвода энергии в систему. Вследствие этого канонический режим и в особенности режим неподвижного контакта — это в основном режимы накопления внутренней связанной энергии в трибосистеме, подводимой из внешней среды.

Схема функционирования градиентных вихревых ячеек-элементов связи (вихревых цилиндров), располагающихся на границах, отделяющих поверхностный слой от подслоя и ответственных за захват и подвод энергии, приведена на рис. 3. На начальной стадии падения носителя трибоимпульса на подслой, вследствие поворота стержней, входящих в структуру вихрей *F′*, *F″* и *G′*, *G″* ячеек (указанные стержни обозначены прямыми утолщенными линиями, рис. 3, *а*), происходит интенсивное сжатие стержней. Указанный поворот вызывается действием тангенциальных движущих сил F_a, обусловленных действием активной ветви связи *p*, а процесс сжатия стержней — охватом составляющих *F′*, *F″* и *G′*, *G″* потерявшей устойчивость жесткой периферией ячеек *F* и *G*. При этом основная часть деформации сжатия сосредотачивается в стержнях, входящих в состав уплотненных составляющих ячеек *F′* и *G′*, и процесс

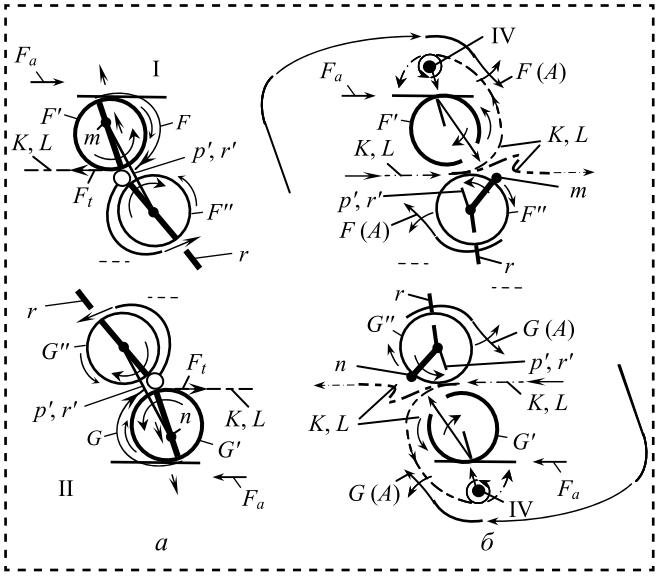


Рис. 3. Схема строения и функционирования зон повышенного градиента плотности:
а — первый, *б* — второй полупериоды процесса

деформации как процесс нормальных перемещений центров масс системы m и n в полях сил поверхностных слоев является направленным в сторону подслоя соответствующих тел. Последнее обусловлено существенно более высокой жесткостью стержней, входящих в состав составляющих F'' и G'', в сравнении со стержнями, входящими в состав составляющих F' и G', и удлинением (упрочнением) стержней составляющих F'' и G''. Указанный процесс чрезвычайно интенсифицируется действием полей дополнительных переменных поверхностных сил (возникновением силовых линий p', r'), обусловленным процессами деформации ячеек и падения—отражения носителя импульса, и представляет собой процесс возникновения трибопотенциала.

Затем, вследствие интенсификации внутреннего вращения составляющих вихрей ячеек и возрастания центробежных сил вихрей, обусловленного их интенсивным сжатием, происходит разрыв внутренних силовых линий p', r', связывающих составляющие ячеек F', F'' и G', G'' и разрыв стержневой системы в зоне контакта вихревых составляющих. В эту разреженную зону разрыва устремляется сжатое вещество составляющих F' и G'. В результате зоны уплотнения вещества ячеек (центры масс системы) интенсивно перемещаются в зону контакта вихревых составляющих ячеек и там сосредотачиваются, а в образующуюся разреженную зону, располагающуюся между зонами уплотнения и подслоем тел, в тангенциальном направлении, проталкиваются жесткие и прочные K-, L-пленки (рис. 3, *б*). Этап функционирования градиентных ячеек, представляющий собой процесс формирования излучателя трибоимпульса в структуре градиентных ячеек, завершается и наступает второй, завершающий этап.

На этом этапе вначале происходит чрезвычайно интенсивное, взрывное расширение зон уплотнения в разреженное пространство ячеек и возникновение весьма неравновесных удельно мощных и напряженных, первоначально узко направленных, потоков вещества зон J'_{Σ} в сторону подслоя соответствующих тел. В результате происходит частичное преодоление энергетического барьера, ограждающего фрикционную связь от внешней среды, и деформация K-, L-пленок в основном в направлении, нормальном поверхности, и частично — в тангенциальном направлении, в направлении действия сил F_a (см. рис. 3, *б*). Этот процесс является процессом возникновения валиков (волновой деформации) в поверхностном слое. Особенностью этого процесса является последующее чрезвычайно интенсивное боковое расширение потока J'_{Σ} в процессе его распространения в разреженном пространстве, представляющее собой температурную вспышку. Пространственное расширение (диссипация) вещества потока является фактором захвата ресурса (внутренней энергии среды, занимающей пространство, охватываемое деформированной K-, L-пленкой), осуществляемого расщепленными частями потока J'_{Σ}.

Далее происходит сжатие захваченного ресурса и перемещение сжимаемых зон захвата IV в направлении внутренних участков поверхностного слоя — вовлечение зон захвата в состав фрикционной связи и подвод энергии в систему. Процесс сжатия ресурса обеспечивается сокращением длины K-, L-пленок и действием полей поверхностных сил, обеспечиваемых (наводимых) фрикционным взаимодействием и в особенности интенсивным перемещением центров масс системы. Процесс сопровождается незначительным перемещением зон захвата в направлении, нормальном плоскости рисунка, обеспечивающим встраивание зон захвата в состав вихревых цилиндров F и G, а также в состав отражаемых от подслоя носителей первичного трибоимпульса $J'_{\Sigma x}$, содержащих захваченный ресурс [3].

Можно предположить, что высокая интенсивность и эффективность процессов подвода энергии в систему, встраивания частиц, содержащих подводимый ресурс, в состав фрикционной связи и преобразования энергии обеспечиваются электризацией элементов структуры ячеек и частиц, содержащих захваченный ресурс, и взаимно противоположным знаком заряда частиц и элементов структуры связи (рис. 4). Это, в свою очередь, позволяет предположить, что электрические явления, как явления нарушения симметрии строения элементов первичных вихревых сред, являются всеобщим фактором обеспечения эффективности подвода энергии в систему и процессов самоорганизации.

В момент достижения носителями импульса, содержащими встроенными в них частицами захваченного ресурса, зон расположения третьего тела осуществляется реализация подводимой

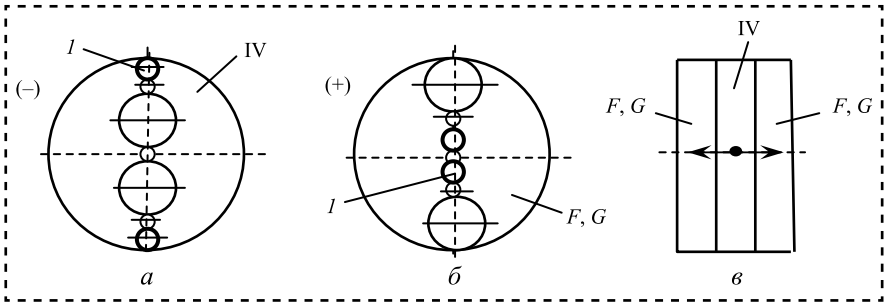


Рис. 4. Схема строения элементов зон повышенного градиента:
а, б — электризованные вихревые частицы среды и элементы вихревых цилиндров *F* и *G* в поперечном сечении; *в* — вихревые цилиндры, содержащие подводимый ресурс (вид вдоль оси); *1* — уплотненные вихревые частицы

энергии, следствием которой является восполнение убыли трибопотенциала φ (компенсация рассеиваемой энергии системы), возможность поддерживания необходимого уровня потоков J'_{Σ}, а также увеличения величины потенциала.

По мере накопления энергии среды в подслое тел градиент плотности поверхностных слоев падает, уровень величин поверхностных сил F_{ad} и F'_{ad} уменьшается и наступает момент, когда эффект потери устойчивости ветвей связи более не может сохраняться. В этот момент стержни связи восстанавливают прямолинейную конфигурацию (см. рис. 1) и система переходит к организованному режиму взаимодействий. Вследствие размыкания стержневого контура и освобождения одного из концов стержней движущие силы F_a начинают действовать на контактирующие тела и на свободные концы стержней. Тела и фрикционная связь приобретают способность ускоренного движения вдоль поверхности. При этом происходит интенсивное расходование энергетического ресурса, накопленного системой, вследствие превращения его основной

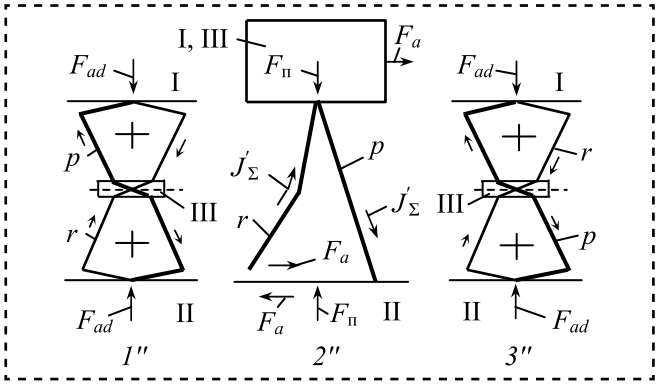


Рис. 5. Принципиальная схема гиперцикла процесса взаимодействий:
1″—3″ — состояния системы

части энергию тангенциального движения системы. При этом подвода энергии среды и восполнения убыли внутренней энергии системы, вследствие низкого уровня напряженности полей сил F_{ad} и F'_{ad}, практически не происходит, поэтому градиент плотности слоев восстанавливается, а уровень напряженности полей поверхностных сил возрастает. В некоторый момент процесса стержни связи вновь теряют устойчивость и фрикционная связь и трибосистема снова переходят к каноническому режиму взаимодействий и, соответственно, к режиму подвода и восполнения энергии. В дальнейшем цикл изменения состояний системы (рис. 5) непрерывно воспроизводится.

Возможность реализации указанного циклического процесса обеспечивается комплексным характером трибопотеницала, характеризующимся наличием двух основных компонент: компоненты φ_{ad}, возникающей в полях поверхностных сил, и компоненты $\varphi_п$, возникающей в поле сил тяготения и в полях потенциальных упругих сил. В каноническом режиме преобладающей является составляющая φ_{ad}, а в организованном — $\varphi_п$. В организованном режиме действие пассивной, противодействующей ветви *r*, наряду с действием активной ветви *p*, обеспечивает нормальное перемещение центров масс системы в поле потенциальных сил тяготения и упругих сил, возрастание потенциала и усиление действия движущих сил F_a (см. рис. 1).

Цикличность воспроизводства состояний трибосистемы, ее непрерывный последовательный переход от канонического к организованному состоянию и обратно следует рассматривать в качестве всеобщего фактора процессов самоорганизации естественных систем.

Библиографический список

1. **Бородай А.В.** О структуре и кинетике трибосистем // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Технические науки. 2011. № 6. С. 86—91.

2. **Максвелл Д.К.** Избранные сочинения по теории электромагнитного поля. М.: ГИТТЛ, 1954. 687 с.

3. **Бородай А.В.** Об эффекте образования валиков контактной деформации при трении тел как факторе самоорганизации систем // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2015. № 8. С. 13—16.

УДК 544.3:666.792:629

А.И. Иргашев, А.Д. Абдазимов, *д-ра техн. наук,* **Б.А. Иргашев**
(Ташкентский государственный технический университет)
E-mail: irgashevamirkul@mail.ru

Факторы, влияющие на допустимую концентрацию активных абразивных частиц в масле агрегатов машин

Предложены аналитические зависимости, позволяющие рассчитать скорость изнашивания и концентрации активных абразивных частиц в масле с учетом кинематических, динамических параметров поверхностей трения и абразивных частиц. Установлены закономерности влияния модуля зацепления, передаточного отношения зубчатой передачи, длины зуба шестерен и твердости материала зубчатых колес на допустимую концентрацию активных абразивных частиц в масле агрегатов машин с заданной износостойкостью зубьев шестерен. Установлено, что увеличение модуля зацепления приводит к уменьшению допустимой концентрации активных абразивных частиц, а увеличение передаточного отношения зубчатой передачи, длины зуба шестерен и твердости материала зубчатых колес — к ее повышению.

The proposed analytical dependence allowing to calculate the wear rate and the concentration of active abrasive particles in the oil, taking into account the kinematic, dynamic parameters of friction surfaces and abrasive particles. The regularities of the influence of the module engaging the gear ratio gear, the gear tooth length and hardness of the material of gears on permissible concentrations of the abrasive particles in the oil units machines with specified gear tooth wear. It is found that increasing module meshing, reduces the allowable concentration of active abrasive particles, increasing the transmission ratio of the gear, the gear tooth length and hardness of the material of gears causes them to rise.

Ключевые слова: абразивный износ, концентрация абразивных частиц, скорость изнашивания, активные и пассивные абразивные частицы, модуль зацепления, передаточное отношение, длина зуба, твердость материала шестерен.

Keywords: abrasive wear, concentration of abrasive particles, wear rate, active and passive abrasive particles engagement module, the gear ratio, the length of the tooth, material hardness gears.

На износостойкость деталей силовых агрегатов мобильных машин, работающих в полевых условиях, существенное влияние оказывает попадающая в их масла почвенная пыль, приводящая к абразивному изнашиванию. Интенсивность изнашивания зависит, прежде всего, от концентрации почвенной пыли в масле.

В процессе эксплуатации машин в запыленных условиях почвенная пыль проникает в картер через неплотности соединения частей силовых передач. В результате воздухообмена с окружающей средой загрязняется масло агрегатов абразивными частицами, и как следствие увеличивается скорость изнашивания деталей [3].

Целью работы является изучение динамики накопления абразивных частиц масла агрегатов машин и изучение влияния модуля зацепления, передаточного отношения зубчатой передачи, длины зуба и твердости материала шестерен на изменение величины допустимой концентрации активных абразивных частиц в масле агрегата, обеспечивающих заданную износостойкость зубьев шестерен.

Одной из возможных причин попадания пыли в масло агрегатов машин является периодический нагрев и охлаждение воздушной среды в картере агрегатов силовых передач, а также возникающий в связи с этим газообмен с атмосферой. Так, при объеме картера агрегатов трансмиссии трактора Т-75 0,0612 м^3, повышение температуры с 30 до 70 °С и свободном доступе воздуха в картер, масса попадающей пыли в масло агрегата увеличивается

на 0,008 кг, т.е. при этом массовая доля пыли увеличивается на 11,5 %.

Пыль попадает в трансмиссию в результате нарушения герметичности корпуса агрегата, из-за действия больших нагрузок и упругой деформации рамы машины. В закрытых агрегатах и узлах машин, имеющих вращающиеся детали, происходит насосный эффект, вследствие чего через неплотности в картер всасывается запыленный воздух. Вибрация агрегатов при движении машины также является одной из возможных причин попадания абразивных частиц в картер. В зависимости от рельефа дорожного покрытия давление в картере агрегата периодически изменяется из-за подъема или опускания уровня масла, что приводит к воздухообмену агрегата с окружающей средой и, как следствие, к загрязнению масла абразивными частицами.

При замене масла агрегатов силовых передач машин остается часть загрязненного масла. Так, например, после замены масла в картере агрегатов автомобилей остается 37...67 % механических примесей, что соответствует уровню загрязнения масла абразивными частицами за 6000...7000 км пробега.

Загрязнители масла состоят из почвенной пыли, проникающей в агрегаты машин из окружающей среды, а также продуктов износа, выпадающих в масло в процессе изнашивания материалов деталей и нерастворимых отложений масла.

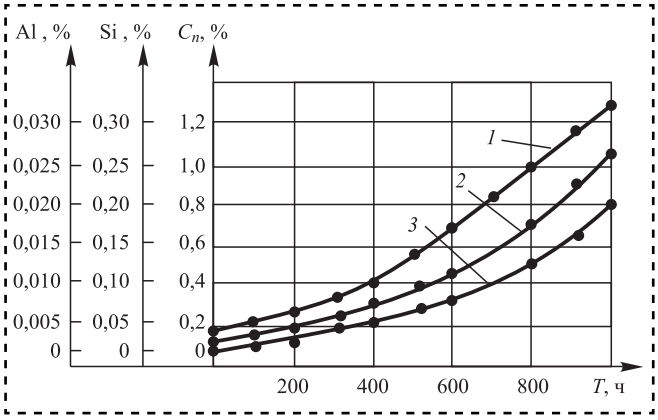
Результаты проведенных эксплуатационных испытаний на бортовых балансирах автогрейдеров ДЗ-99 с целью определения количества загрязнителей отработанного масла показывают [3], что при замене масла в агрегатах накапливается значительное число твердых частиц, состоящих из почвенной пыли и продуктов износа. Их массовая доля в несколько раз превышает норму, установленную НАТИ (0,25 %), обеспечивающую износостойкость деталей узлов трения качения. Предложенная допустимая норма загрязнения масла агрегата не обоснована в научном и практическом аспекте, так как нет конкретных рекомендаций их применения для определенного типа машины и агрегатов. Это объясняется конструктивными особенностями используемых мобильных машин и условиями их эксплуатации, которые существенно отличаются друг от друга.

Зависимости, полученные по результатам эксплуатационных испытаний, проведенных на бортовых балансирах автогрейдера легкого типа ДЗ-99 от продолжительности эксплуатации можно условно разделить на три характерных участка (см. рисунок) [3].

В начале испытания, через 8...10 ч работы агрегата, после замены масла, общая концентрация механических примесей составляет до 0,18 %, из них кремний 0,015 % и алюминий 0,003 %. Это свидетельствует о том, что после замены масла остается часть механических примесей, осевших на дно картера агрегата при длительном простое машины.

Следующий участок зависимости соответствует 10...400 ч работы автогрейдера, где интенсивность накопления механических примесей сравнительно невысокая. Так как в данный период работы картеры бортовых балансиров, видимо, обладают достаточной герметичностью, из-за того, что при смене масла проверяются состояния уплотнительных элементов, и при необходимости их заменяют. За 400 ч работы автогрейдера концентрация механических примесей в масле агрегата составляет 0,4 %, из них кремния 0,075 % и алюминия 0,010 %.

Третий характерный участок зависимости соответствует работе бортового балансира 400...1000 ч. В данный период работы автогрейдера накопление механических примесей C_n происходит более интенсивно. Это связано



Изменение общей концентрации механических примесей (*1*), кремния (*2*) и алюминия (*3*) в масле бортового балансира автогрейдера ДЗ-99 от продолжительности эксплуатации

с ухудшением герметичности картера агрегата в результате износа и повреждения уплотнительных элементов и прокладок. В конце испытания через 1000 ч работы агрегата после замены масла общая концентрация механических примесей в масле бортового балансира составляет 1,3 %, в том числе кремния 0,27 % и алюминия 0,02 %.

Результаты дисперсионного анализа загрязненного масла, проработавшего 280 и 1000 ч работы бортовых балансиров [5] показывают, что с увеличением продолжительности эксплуатации массовая доля абразивных частиц с мелким фракционным составом в масле увеличивается. Так, после 280 ч работы в бортовых балансирах абразивные частицы с размером 4...8 мкм в масле агрегата содержится 64,4 %, после 1000 ч работы — 71,6 %, что свидетельствует о дроблении крупных абразивных частиц, проникающих в процессе циркуляции масла в клиновидный зазор между узлами трения качения (табл. 1) [5].

В процессе эксплуатации машин за каждым циклом нагружения узла трения качения агрегатов машин концентрация активных абразивных частиц в масле агрегата постоянно меняется. Это происходит в результате перехода абразивных частиц из активного в пассивное состояние и поступления нераздробленных активных абразивных частиц из окружающей среды.

Абразивные частицы, имеющие контакт с поверхностями трения и воспринимающие нормальную нагрузку, участвующие в процессе изнашивания, приняты за активные абразивные частицы. Абразивные частицы, находящиеся и продвигающиеся в клиновидном зазоре узлов трения качения с проскальзыванием, воспринимают постепенно возрастающую нормальную нагрузку, приводящую к повышению силы трения между абразивной частицей и поверхностью трения. Под воздействием силы трения абразивная частица продвигается в направлении зоны контакта трущихся поверхностей. При этом наступит такой момент, при котором напряжение сжатия превышает прочность абразивной частицы и происходит их дробление.

Процесс дробления может повторяться до 7, после чего размер раздробленных абразивных частиц становится меньше суммы высоты шероховатости и толщины масляной пленки [10]. Раздробленные частицы не имеют силового взаимодействия с поверхностями трения и не вызывают ее износ. Такие частицы называются пассивными абразивными частицами.

Таблица 1

Изменение концентрации и размера абразивных частиц, находящихся в масле бортового балансира, в зависимости от продолжительности эксплуатации автогрейдера ДЗ-99

Номер пробы	Массовая доля абразивных частиц в масле, %	Размеры абразивных частиц, мкм					
		4...8	9...12	13...16	17...30	21...25	26...40
После наработки 280 ч							
1	0,21	65,3	17,8	7,0	5,0	2,4	2,3
2	0,23	63,9	19,3	6,4	5,6	2,3	2,5
3	0,19	63,5	17,8	7,0	6,1	2,9	2,7
4	0,25	64,8	18,6	6,6	5,3	2,6	2,1
Средний	0,22	64,4	18,4	6,7	5,6	2,5	2,4
После наработки 1000 ч							
1	1,25	72,1	13,6	6,3	4,2	2,0	1,8
2	1,32	71,9	14,3	5,3	4,5	1,9	1,9
3	1,28	72,2	12,8	5,8	4,8	2,1	2,3
4	1,35	70,4	15,1	6,0	4,5	2,0	2,0
Средний	1,30	71,6	14,0	5,9	4,5	2,0	2,0

В работах [1, 2] рассматриваются особенности абразивного изнашивания зубчатых колес в закрытых передачах. Задача по определению допустимой концентрации активных абразивных частиц решена на примере износа зубьев шестерен зубчатых передач в зависимости от модуля зацепления, передаточного отношения зубчатой передачи, длины зуба и механических свойств материала зубчатых колес.

Скорость изнашивания зубьев шестерен закрытых зубчатых передач при наличии между зубьями шестерен проскальзывания и активном участии абразивных частиц, находящихся в масле, в процессе изнашивания деталей агрегата можно описать зависимостью [3, 9, 10]:

$$\gamma_{\text{а ш,к}} = \frac{22,33\sigma_{\text{а}}^2\Gamma_{\text{ш,к}}\sqrt{\varepsilon_k^3}\sqrt{\gamma_{\text{м}}}k_v d_{\text{ср}} n_{\text{ш,к}} m\left(z_{\text{ш}} \pm k\right)}{Li^2 \text{H}_{\text{ш,к}}^2\sqrt{\gamma_{\text{а}}}n_{\text{р(ш,к)}} z_w^2 \psi}, \quad (1)$$

где $\sigma_{\text{а}}$ — прочность абразивной частицы на сжатие; Γ — коэффициент, учитывающий соотношение твердости поверхности трения и прочности абразивной частицы; ε_k — концентрация активных абразивных частиц в масле агрегата; $\gamma_{\text{м}}$ — плотность масла; $\gamma_{\text{а}}$ — плотность абразивных частиц; k_v — сравнительный коэффициент объемов деформации поверхностей трения абразивными частицами; $d_{\text{ср}}$ — средний размер абразивных частиц в масле агрегата; $n_{\text{ш,к}}$ — частота вращения ведущей (ведомой) шестерни; m — модуль зацепления; $z_{\text{ш}}$ — число зубьев ведущей шестерни; k — коэффициент высоты зуба шестерни; L — длина зуба шестерен; i — передаточное отношение зубчатой передачи; $\text{H}_{\text{ш,к}}$ — твердость материала ведущей (ведомой) шестерни; $n_{\text{р(ш,к)}}$ — число циклов, приводящие к разрушению деформированной поверхности трения ведущей (ведомой) шестерни.

Относительный коэффициент ψ проскальзывания между зубьями шестерен вычисляется по формуле:

$$\psi = \frac{1}{\sqrt{z_w^2 \sin^2\alpha + 4kz_w \pm 4k^2} - z_w \sin\alpha}, \quad (2)$$

где α — угол зацепления. Перед членом $\pm 4k^2$ выражения (2) знак плюс относится к головке зуба, знак минус — к ножке зуба.

Решив выражение (1) относительно допустимой концентрации активных абразивных частиц ε_k, при заданной износостойкости зубьев шестерен получена зависимость [5]:

$$\varepsilon_k = \sqrt[3]{\left(\frac{\gamma_{\text{аш,к}} Li^2 \text{H}_{\text{ш,к}}^2\sqrt{\gamma_{\text{а}}}n_{\text{р(ш,к)}} z_{\text{ш}}^2 \psi}{22,33\sigma_{\text{а}}^2\Gamma_{\text{ш,к}}\sqrt{\gamma_{\text{м}}}k_v d_{\text{ср}} n_{\text{ш,к}} m(z_{\text{ш}} + k)}\right)^2}. \quad (3)$$

Скорость изнашивания зубьев шестерен определяли в соответствии с предельным износом зубьев тракторных шестерен по толщине, равной четверти шага зацепления [8]. Линейный износ зубьев шестерен по толщине при шаге зубьев $t = \pi m = 0,0314$ м составляет: при 0,25 t — 0,00785 м; 0,20 t — 0,00628 м; 0,15t — 0,00471 м; 0,1 t — 0,00314 м; 0,05t — 0,00157 м. Если зубчатое колесо до предельного износа работает три межремонтных интервала (согласно инструкции по эксплуатации периодичность капитального ремонта автогрейдера легкого типа ДЗ-99 составляет 6720 ч), тогда округленный ресурс зубчатых колес бортового балансира автогрейдера составляет примерно 20 000 ч. При этом средняя скорость изнашивания зубьев шестерен равна: при 0,05 t — $7,85\cdot10^{-8}$ м/ч; при 0,1t — $15,70\cdot10^{-8}$ м/ч; при 0,15 t — $23,55\cdot10^{-8}$ м/ч; при 0,20 t — $31,4\cdot10^{-8}$ м/ч; при 0,25 t — $39,25\cdot10^{-8}$ м/ч.

Расчет допустимой концентрации активных абразивных частиц в масле агрегата в зависимости от модуля зацепления производили со следующими исходными данными: $\sigma_{\text{а}} = 750$ МПа; $\varepsilon_k = 0,246$ %; $L = 0,075$ м; $i = 2$; $\text{H}_{\text{ш,к}} = 3000$ МПа; $\Gamma = 3,299$; $\gamma_{\text{а}} = 2,1$ т/м^3; $\gamma_{\text{м}} = 0,91$ т/м^3; $z_{\text{ш}} = 19$; $n_{\text{р(ш,к)}} = 10,3$; $d_{\text{ср}} = 0,0000115$ м; $n_{\text{ш}} = 0,5$ с$^{-1}$; $k = 1,0$; $k_v = 0,9$. Значения модуля зацепления составили: 0,002 м; 0,003 м; 0,006 м; 0,01 м; 0,012 м; 0,016 м.

Выражение (3) для расчета допустимой концентрации абразивных частиц в масле агрегата имеет сложную и многофакторную зависимость. Расчетная допустимая концентрация активных абразивных частиц в масле увеличивается: с повышением скорости изнашивания зубьев шестерен при активном участии абразивных частиц, длины зуба, передаточного отношения, твердости материала шестерен, числа зубьев ведущей шестерни и степени относительного проскальзывания между зубьями. Допустимая концентрация активных абразивных частиц уменьшается с повышением прочности абразивных частиц на сжатие, их размера, частоты вращения ведущей (ведомой)

шестерни и модуля зацепления; при этом наиболее существенное влияние оказывают передаточное отношение, твердость материала шестерен, прочность абразивных частиц и числа зубьев шестерен. Остальные показатели, как скорость изнашивания, длина зуба ведущей (ведомой) шестерен, средний размер абразивных частиц, частота вращения ведущей (ведомой) шестерни, модуль зацепления, входящий в выражение (3) зависят от них в 1/3 степени.

В соответствии с полученным выражением (3) можно сделать вывод о том, что допустимая концентрация активных абразивных частиц, при их заданном размере наиболее существенное влияние оказывают 3/4 степени от передаточного отношения, твердости материала ведущей (ведомой) шестерни, прочности абразивных частиц и числа зубьев ведущей шестерни.

Увеличение концентрации активных абразивных частиц в масле бортового балансира приводит к повышению средней скорости изнашивания зубьев шестерен [7].

Влияние модуля зацепления зубчатой передачи на допустимую концентрацию активных абразивных частиц в масле агрегатов машин. Допустимые концентрации активных абразивных частиц в масле агрегата, рассчитанные по выражению (3), имеют наибольшие значения, при наименьших значениях модуля зацепления (табл. 2).

Увеличение модуля зацепления приводит к уменьшению допустимой концентрации активных абразивных частиц в масле, а с повышением скорости изнашивания зубьев шестерен повышается допустимая концентрация. Данные, приведенные в табл. 2 показывают, что увеличение модуля зацепления с 0,002 до 0,016 м снижает допустимую концентрацию активных абразивных частиц в масле агрегата в среднем в 4 раза независимо от скорости изнашивания зубьев шестерен по толщине. Увеличение скорости изнашивания от $7{,}850 \cdot 10^{-8}$ до $39{,}250 \cdot 10^{-8}$ м/ч способствует повышению допустимой концентрации активных абразивных частиц в масле в среднем в 2,92 раза независимо от принятого в расчете модуля зацепления. Данное положение объясняется тем, что при заданной скорости изнашивания зубьев шестерен, при небольших значениях модуля зацепления, путь скольжения между зубьями шестерен имеет наименьшую величину. При этом для обеспечения установленной скорости изнашивания необходимое число активных абразивных частиц с допустимой концентрацией при установленных размерах должно быть больше.

По мере увеличения модуля зацепления путь трения между зубьями шестерен возрастает за счет повышения степени проскальзывания зубьев, соответственно поддержанию заданной скорости изнашивания зубьев шестерен, должно уменьшаться число активных абразивных частиц, участвующих в процессе изнашивания. В заданном модуле зацепления зубчатой передачи, согласно выражению

Таблица 2

Изменение допустимой концентрации активных абразивных частиц в масле агрегата в зависимости от модуля зацепления

Модуль зацепления, м	Скорость изнашивания, м/ч				
	$7{,}85 \cdot 10^{-8}$	$15{,}70 \cdot 10^{-8}$	$23{,}55 \cdot 10^{-8}$	$31{,}40 \cdot 10^{-8}$	$39{,}25 \cdot 10^{-8}$
	Допустимая концентрация активных абразивных частиц, %				
0,002	1,014	1,609	2,109	2,555	2,964
0,003	0,774	1,228	1,609	1,949	2,262
0,006	0,487	0,774	1,014	1,228	1,425
0,010	0,347	0,550	0,721	0,874	1,014
0,012	0,307	0,487	0,639	0,774	0,898
0,016	0,253	0,402	0,527	0,639	0,741

(3) увеличение скорости изнашивания связано с повышением числа контактов абразивных частиц с поверхностями трения, приводящее к росту допустимой концентрации активных абразивных частиц, участвующих в процессе изнашивания зубьев шестерен.

Таким образом, независимо от принятого в расчет значения модуля зацепления и скорости изнашивания зубьев по толщине и на основе полученных расчетных результатов, приведенных в табл. 2, можно сделать следующие выводы: увеличение модуля зацепления зубчатой передачи приводит к уменьшению допустимой концентрации активных абразивных частиц в масле, увеличение скорости изнашивания зубьев по толщине зубьев приводит к их повышению.

Влияние передаточного отношения на допустимой концентрации активных абразивных частиц в масле агрегатов машин. Величины допустимой концентрации активных абразивных частиц в масле в зависимости от изменения передаточного отношения приведены в табл. 3. Расчет допустимой концентрации абразивных частиц проводился при следующих исходных данных: передаточное отношение i = 1,60, 2,00, 2,50, 3,15, 4,00, 5,00, 6,30, 8,00; модуль зацепления m = 0,010 м; длина зубьев шестерен L = 0,075 м; твердость материала ведущей (ведомой) шестерни $H_{ш,к}$ = 3000 МПа. Остальные показатели, входящие в выражение (3), оставались низменными как при определении допустимой концентрации абразивных частиц в зависимости от модуля зацепления.

Изменение допустимой концентрации абразивных частиц в масле агрегатов машин в зависимости от передаточного отношения, когда между зубьями зацепляемых шестерен происходят проскальзывания, процесс изнашивания зубьев совершается с активным участием абразивных частиц. Результаты расчета, приведенные в табл. 3, показывают, что допустимая концентрация абразивных частиц в масле агрегата увеличивается с повышением передаточного отношения по выражению (3) в виде значения 4/3 степени от величины передаточного отношения. При этом повышение передаточного отношения зубчатой передачи происходит без изменения числа зубьев ведущей шестерни, а повышение числа зубьев ведомой шестерни, участвующих в процессе изнашивания приводит к росту допустимой концентрации активных абразивных частиц.

Так, повышение передаточного отношения зацепления с 1,6 до 8,0 при заданной скорости изнашивания зубьев шестерен допустимая концентрация абразивных частиц в масле агрегата увеличивается в 25,1 раза независимо от принятых значений скорости изнашивания. Повышение скорости изнашивания от

Таблица 3

Изменение допустимой концентрации активных абразивных частиц в масле агрегата в зависимости от передаточного отношения зубчатой передачи

Передаточное отношение	Скорость изнашивания, м/ч				
	$7{,}85\cdot10^{-8}$	$15{,}70\cdot10^{-8}$	$23{,}55\cdot10^{-8}$	$31{,}40\cdot10^{-8}$	$39{,}25\cdot10^{-8}$
	Допустимая концентрация активных абразивных частиц, %				
1,60	0,221	0,351	0,460	0,557	0,647
2,00	0,347	0,550	0,721	0,874	1,014
2,50	0,538	0,854	1,119	1,355	1,573
3,15	0,857	1,360	1,782	2,159	2,506
4,00	1,387	2,201	2,885	3,495	4,055
5,00	2,167	3,440	4,507	5,460	6,336
6,30	3,428	5,441	7,130	8,637	10,022
8,00	5,547	8,806	11,539	13,978	16,220

Таблица 4

Изменение допустимой концентрации активных абразивных частиц в масле агрегата в зависимости от длины зуба шестерни

Длина зуба шестерни, м	Скорость изнашивания, м/ч				
	$7{,}85\cdot10^{-8}$	$15{,}70\cdot10^{-8}$	$23{,}55\cdot10^{-8}$	$31{,}40\cdot10^{-8}$	$39{,}25\cdot10^{-8}$
	Допустимая концентрация активных абразивных частиц, %				
0,060	0,299	0,474	0,621	0,753	0,874
0,065	0,315	0,500	0,656	0,794	0,922
0,070	0,331	0,526	0,689	0,834	0,968
0,075	0,347	0,550	0,721	0,874	1,014
0,080	0,362	0,575	0,753	0,912	1,058
0,085	0,377	0,598	0,784	0,950	1,102
0,090	0,392	0,621	0,814	0,987	1,145
0,095	0,406	0,644	0,844	1,023	1,187
0,100	0,420	0,667	0,874	1,058	1,228

$7{,}850\cdot10^{-8}$ до $39{,}250\cdot10^{-8}$ м/ч приводит к повышению допустимой концентрации активных абразивных частиц в масле в 2,93 раза независимо от принятого значения передаточного отношения.

Влияние длины зуба на допустимой концентрации активных абразивных частиц в масле агрегатов машин. В агрегатах машин с закрытыми зубчатыми передачами допустимая концентрация активных абразивных частиц в масле агрегата независимо от заданной скорости изнашивания имеет значение 2/3 степени от длины зубьев шестерен. В табл. 4 приведены результаты расчета изменения допустимой концентрации активных абразивных частиц в масле агрегата [6].

При расчете допустимой концентрации активных абразивных частиц в качестве исходных данных принимали следующие параметры зубчатых передач: длина зуба шестерен L, м: 0,06; 0,065; 0,07; 0,075; 0,08; 0,085; 0,09; 0,095; 0,1; модуль зацепления m = 0,010 м; передаточное отношение i = 2; твердость материала ведущей (ведомой) шестерен $H_{ш,к}$ = 3000 МПа. Остальные параметры, входящие в выражение (3) оставались, как в предыдущих расчетах по определению допустимой концентрации абразивных частиц в зависимости от модуля зацепления и передаточного отношения.

Повышение допустимой концентрации активных абразивных частиц при увеличении длины зубьев шестерен объясняется тем, что при одинаковом модуле зацепления, передаточном отношении и числе зубьев шестерен, увеличение длины зубьев от 0,06 до 0,10 м приводит к увеличению рабочей площади зубьев шестерен в 1,67 раза. В результате число абразивных частиц, имеющих средний размер $d_{ср}$, находящихся на поверхности зубьев, увеличивается в $\sqrt[3]{1{,}67^2} = 1{,}406$ раза.

Допустимая концентрация активных абразивных частиц с увеличением длины зуба от 0,06 до 0,10 м повышается в 1,4 раза независимо от принятой скорости изнашивания зубьев шестерен (табл. 4). Также независимо от заданной длины, повышение скорости изнашивания зубьев от $7{,}850\cdot10^{-8}$ до $39{,}250\cdot10^{-8}$ м/ч приводит к повышению допустимой концентрации активных абразивных частиц в 2,92 раза.

Влияние твердости материала шестерен на допустимую концентрацию активных абразивных частиц в масле агрегатов машин. При повышении твердости материала зубчатых колес в принятых значениях скорости изнашивания допустимая концентрация активных абразивных частиц в масле агрегата растет. По данным табл. 5 при повышении твердости материала шестерен от 2500 до 6000 МПа допустимая

Таблица 5

Изменение допустимой концентрации активных абразивных частиц в масле агрегата в зависимости от твердости материала шестерен

Твердость материала шестерен, МПа	Скорость изнашивания, м/ч				
	$7{,}85\cdot10^{-8}$	$15{,}70\cdot10^{-8}$	$23{,}55\cdot10^{-8}$	$31{,}40\cdot10^{-8}$	$39{,}25\cdot10^{-8}$
	Допустимая концентрация активных абразивных частиц, %				
2500	0,258	0,410	0,537	0,650	0,755
3000	0,347	0,550	0,721	0,874	1,014
3500	0,445	0,707	0,927	1,123	1,303
4000	0,554	0,88	1,153	1,396	1,620
4500	0,672	1,067	1,398	1,693	1,965
5000	0,799	1,268	1,662	2,013	2,336
5500	0,934	1,483	1,943	2,354	2,732
6000	1,078	1,712	2,243	2,717	3,153

концентрация активных абразивных частиц в масле агрегата, обеспечивающая заданную скорость изнашивания зубьев, увеличивается в 4,2 раза независимо от величины износа зубьев по толщине. Это объясняется тем, что в выражении (3) допустимая концентрация абразивных частиц имеет значение 4/3 степени от твердости зуба. Увеличение скорости изнашивания зубьев шестерен с $7{,}850\cdot10^{-8}$ до $39{,}250\cdot10^{-8}$ м/ч приводит к повышению допустимой концентрации активных абразивных частиц в масле в 2,9 раза, независимо от принятой твердости материала шестерен.

Расчет допустимой концентрации активных абразивных частиц, приведенной в табл. 5, проводили с применением аналитического выражения (3), при следующих исходных данных: твердость материала шестерен $H_{ш,к}$, МПа: 2500; 3000; 3500; 4000; 4500; 5000; 5500; 6000; модуль зацепления m = 0,010 м; длина зубьев L = 0,075 м и передаточного отношения i = 2, все остальные показатели остались без изменения, как для определения допустимой концентрации абразивных частиц в зависимости от модуля зацепления, передаточного отношения зубчатой передачи и длины зубьев шестерен.

Повышение допустимой концентрации активных абразивных частиц в масле объясняется тем, что повышение твердости материала зубчатых колес приводит к снижению глубины внедрения активных абразивных частиц в поверхность трения зубьев шестерен. При различной твердости материала шестерен для обеспечения одинаковой скорости изнашивания с участием активных абразивных частиц с одинаковым размером необходимо увеличить их число, что достигается путем повышения их концентрации в масле агрегата.

Выводы

1. Износостойкость деталей силовых агрегатов мобильных машин, работающих в эксплуатационных условиях, оценивается концентрацией активных абразивных частиц в масле агрегата. Абразивные частицы проникают в картер и загрязняют масло в агрегате в результате воздухообмена с окружающей средой, периодического нагрева и охлаждения воздушной среды в картере агрегатов, насосного эффекта от вращающихся деталей, подъема и снижения уровня масла при вибрации агрегатов в процессе движения машины и остатков осевших загрязнителей.

2. Установлено, что с увеличением продолжительности эксплуатации агрегата содержание абразивных частиц с мелким фракционным составом в масле увеличивается, что свидетельствует о дроблении крупных абразивных частиц и переходе их в пассивное состояние, износ пассивными частицами не происходит,

так как они с поверхностями трения не контактируют. Абразивные частицы, имеющие контакт с поверхностями трения, и воспринимающие нормальную нагрузку и участвующие в процессе изнашивания, приняты за активные абразивные частицы.

3. Расчетная допустимая концентрация активных абразивных частиц в масле агрегатов машин уменьшается: с повышением прочности абразивных частиц на сжатие, размера абразивных частиц, частоты вращения шестерни и модуля зацепления; при этом наиболее существенное влияние оказывают передаточное отношение, твердость материалов шестерен, прочность абразивных частиц и числа зубьев шестерен.

4. Получены закономерности накопления допустимой концентрации активных абразивных частиц в картере агрегата:

— при увеличении модуля зацепления с 0,002 до 0,006 мм допустимая концентрация абразивных частиц в масле агрегата снижается в среднем в 2,08 раза, независимо от скорости изнашивания зубьев шестерен. Снижение допустимой концентрации абразивных частиц, начиная с модуля зацепления 0,006 до 0,016 м, и в аналогичных значениях других исходных данных составляет 1,92 раза;

— допустимая концентрация абразивных частиц в масле агрегата увеличивается с повышением передаточного отношения по выражению (3) в виде значения 4/3 степени. Повышение передаточного отношения зубчатого зацепления с 1,6 до 8,0 при заданной скорости изнашивания зубьев шестерен и допустимой концентрации абразивных частиц в масле агрегата увеличивается в 25,1 раза независимо от принятых значений скорости изнашивания зубьев шестерен;

— допустимая концентрация активных абразивных частиц в масле агрегата независимо от скорости изнашивания имеет значение 2/3 степени от длины зубьев шестерен, с увеличением длины зуба от 0,06 до 0,10 м повышается допустимая концентрация активных абразивных частиц в 1,4 раза;

— при повышении твердости зуба с 2500 до 6000 МПа допустимая концентрация активных абразивных частиц в масле агрегата, обеспечивающей заданную скорость изнашивания зубьев увеличивается в 4,17 раза независимо от величины износа зубьев по толщине. Это объясняется тем, что предельная концентрация абразивных частиц зависит от величины, равной 4/3 степени твердости зуба.

Библиографический список

1. **Веселовский А.А., Нефедов А.В.** Особенности абразивного изнашивания зубчатых колес и червяков в закрытых передачах // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2012. № 1. С. 10—12.
2. **Дубовик Е.А.** Особенности изнашивания зубчатых передач трансмиссий // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2015. № 3. С. 31—35.
3. **Иргашев А.И.** Методологические основы повышения износостойкости шестерен тяжелонагруженных зубчатых передач агрегатов машин: дисс. ... д-ра техн. наук. Ташкент, 2005. 244 с.
4. **Иргашев А.И.** Расчет размера абразивных частиц, участвующих в процессе изнашивания зубьев шестерен // Вестник ТашГТУ. 2013. № 3. С. 98—103.
5. **Иргашев А.И., Иргашев Б.А.** Износостойкость зубчатых передач. Ташкент: ТашГТУ, 2013. 165 с.
6. **Иргашев А.И., Мирзаев Н.Н.** Оценка активности абразивных частиц при испытании материалов зубчатых колес на износостойкость // Композиционные материалы. 2014. № 3. С. 28—31.
7. **Иргашев А.И., Мирзаев Н.Н., Иргашев Д.А.** Оценка износа деталей агрегатов машин по концентрациям продуктов износа в масле. Ташкент: ТашГТУ, 2012. 160 с.
8. **Контроль** технического состояния тракторных деталей при ремонте: справочник. М.: Колос, 1973. 624 с.
9. **Разработка** методики расчета износостойкости зубчатых передач агрегатов машин, работающих в абразивной среде: отчет о НИР (промежуточ.). Ташкент: ТашГТУ, 2013. 74 с.
10. **Ямпольский Г.Я., Крагельский И.В.** Исследование абразивного износа элементов пар трения качения. М.: Наука, 1973. 63 с.

УДК 621.838.222

М.П. Шишкарев, *д-р техн. наук,* **Чан Ван Дык**
(Донской государственный технический университет)
E-mail: shishkarevm@mail.ru

Особенности расчета и проектирования адаптивных фрикционных муфт

Решена задача повышения точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт с раздельным силовым замыканием на основе расширения интервала значений коэффициента трения за счет увеличения максимального коэффициента трения по отношению к прогнозируемой величине. Найдены зависимости для вычисления увеличенных значений коэффициента трения.

The problem of increasing the accuracy of triggering adaptive friction couplings with separate power circuit on the basis of the extension of the interval of values of the coefficient of friction by increasing the maximum coefficient of friction with respect to the predicted value. The dependences for calculation of the increased values of the coefficient of friction.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, коэффициент трения, точность срабатывания, раздельное силовое замыкание.

Keywords: adaptive friction clutch, the friction coefficient, the accuracy of the response, a separate power circuit.

Расчет и проектирование адаптивных фрикционных муфт (АФМ) второго поколения с раздельным силовым замыканием проводятся с целью наибольшей точности срабатывания, учитывая особую форму нагрузочной характеристики [1—3]. Данная форма представляет собой кривую с точкой максимума внутри интервала значений коэффициента трения $f_{\min} \cdots f_{\max}$ (где $f_{\min}$ и $f_{\max}$ — соответственно минимальный и максимальный коэффициенты трения).

Значения коэффициента усиления (КУ) обратной связи ограничиваются формой кривой нагрузочной характеристики и лимитируют точность срабатывания АФМ.

Принципиальные схемы объектов исследования — трех вариантов АФМ второго поколения с раздельным силовым замыканием — показаны на рис. 1.

Общим для всех вариантов АФМ является наличие в их составе:

— двух соосно расположенных полумуфт 1 и 2;

— двух фрикционных групп: основной (ОФГ) 3 и дополнительной (ДФГ) 4;

— управляющего устройства (УУ) 5;

— двух пружин *6* и *7*, осуществляющих раздельное силовое замыкание соответственно пар трения ОФГ и ДФГ.

Варианты АФМ отличаются друг от друга:

– первый вариант (рис. 1, *а*) — замыканием пар трения ОФГ силой, равной $F_{п7}$ (сила пружины *7*), а пар трения ДФГ — силой, равной $F_{п7} - F_{п6}$ (где $F_{п6}$ — сила пружины *6*);

— второй вариант (рис. 1, *б*) — замыканием пар трения ОФГ силой, равной $F_{п7} + F_{п6}$, а пар трения ДФГ — силой, равной $F_{п7}$;

— третий вариант (рис. 1, *в*) — замыканием пар трения ОФГ силой, равной $F_{п6}$, а пар трения ДФГ — силой, равной $F_{п7}$.

Таким образом, варианты АФМ отличаются один от другого не только схемами раздельного силового замыкания, но и соотношением между силами замыкания — качественным и, как показали исследования, количественным (при одинаковых значениях сил $F_{п6}$ и $F_{п7}$).

Цель работы — разработать и исследовать способ повышения точности срабатывания АФМ второго поколения с раздельным силовым замыканием.

Основная идея повышения точности срабатывания вариантов АФМ. Увеличение или уменьшение КУ относительно значения, которое соответствует указанной форме кривой нагрузочной характеристики, приводит к ее изменению [1—3]:

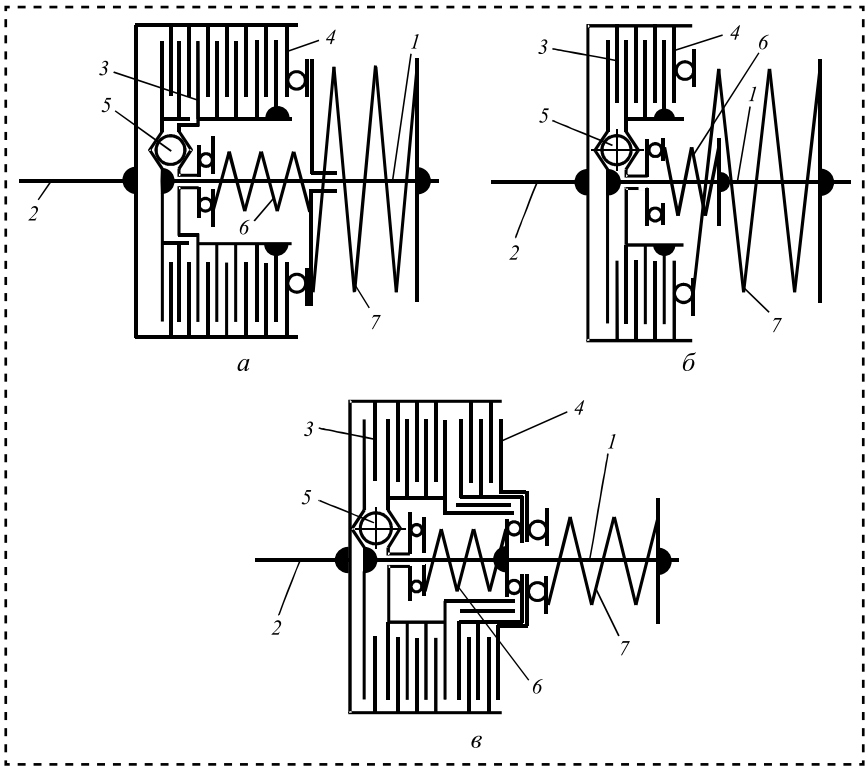


Рис. 1. Принципиальные схемы вариантов АФМ второго поколения с раздельным силовым замыканием

— увеличение КУ уменьшает значения вращающих моментов АФМ при минимальном и максимальном коэффициентах трения, причем уменьшение вращающего момента при максимальном коэффициенте трения происходит быстрее, чем при минимальном коэффициенте трения;

— уменьшение КУ увеличивает значения вращающих моментов при минимальном и максимальном коэффициентах трения, причем увеличение вращающего момента при максимальном коэффициенте трения происходит быстрее, чем при минимальном коэффициенте трения.

В результате при определенных значениях КУ форма нагрузочной характеристики АФМ вырождается:

— в первом случае — в кривую, убывающую в интервале $f_{\min} \cdots f_{\max}$;

— во втором случае — в кривую, возрастающую в интервале $f_{\min} \cdots f_{\max}$.

Поскольку варианты АФМ с раздельным силовым замыканием обладают наибольшей точностью срабатывания именно при форме кривой нагрузочной характеристики с точкой максимума внутри интервала $f_{\min} \cdots f_{\max}$ при условии равенства друг другу вращающих моментов, соответствующих минимальному и максимальному коэффициентам трения, целесообразно использовать данное обстоятельство при увеличении КУ [1—3]. Имеется в виду значение КУ, более высокое, чем то, при котором получается указанная форма кривой нагрузочной характеристики.

Для того чтобы сохранялось равенство друг другу вращающих моментов при значениях $f_{\min}$ и $f_{\max}$, должно быть создано условие для осуществления этого равенства.

Схема, позволяющая осуществить данный способ повышения точности срабатывания вариантов АФМ, показана на рис. 2. Кривая *1* в пределах $f_{\min}$ и $f_{\max}$ отражает график нагрузочной характеристики АФМ с максимумом при значении коэффициента трения $f_к$ и при $T_{\min} = T_{\max}$ (соответственно минимальный и максимальный вращающие моменты).

Считаем, что кривая *1* получена при значении КУ $C_к$.

При $C_{к1} < C_к$ нагрузочная характеристика АФМ принимает форму, отражаемую кривой 2.

Минимальный и максимальный вращающие моменты, принадлежащие кривой *2*, также равны друг другу, что достигается при $f'_{\max} > f_{\max}$. Значение $f'_{\max}$ принято из тех соображений, что на практике максимальный коэффициент трения может отличаться от прогнозируемой величины, которая принимается при расчете и проектировании АФМ.

Прогнозируемый максимальный коэффициент трения определяется на основе априорной информации, получаемой из литературных источников. В отдельных случаях данные, свидетельствующие о возможной максимальной величине коэффициента трения, могут быть получены в результате экспериментальных исследований характеристик сочетания пар фрикционных материалов, которые будут использованы в АФМ.

Однако ни анализ априорной информации, ни данные экспериментальных исследований

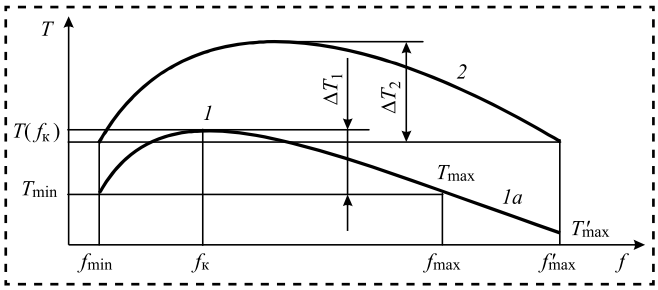


Рис. 2. Графики нагрузочной характеристики АФМ с раздельным силовым замыканием

не могут представлять собой вполне объективную картину изменения величины коэффициента трения в условиях эксплуатации АФМ. В связи с этим на практике возможно повышение коэффициента трения до величины, большей, чем прогнозируемая величина, что отражается на точности срабатывания АФМ.

В соответствии с идеей повышения точности срабатывания вариантов АФМ второго поколения с раздельным силовым замыканием в указанных условиях исследуем точность срабатывания для двух случаев:

— при форме нагрузочной характеристики АФМ в виде кривой с точкой максимума внутри интервала $f_{\min}...f_{\max}$ (рис. 2, кривая *1*);

— при аналогичной форме нагрузочной характеристики в расширенном интервале $f_{\min}...f'_{\max}$ (рис. 2, кривая *2*).

Формулы для определения вращающих моментов вариантов АФМ имеют вид:

– первый вариант АФМ (см. рис. 1, *а*)

$$T_{п1} = F_{п7} R_{ср} f \frac{z - z_1(1 - n_1)(z_2 Cf - 1)}{1 + (z - z_2)Cf}; \qquad (1)$$

– второй вариант АФМ (см. рис. 1, *б*)

$$T_{п2} = F_{п7} R_{ср} f \frac{z(1 + n_2) + 1 - Cf}{1 + (z - 1)Cf}; \qquad (2)$$

– третий вариант АФМ (см. рис. 1, *в*)

$$T_{п3} = F_{п7} R_{ср} f \frac{zn_3 + z_1 - z_1(z - z_2)Cf}{1 + z_2 Cf}, \qquad (3)$$

где $R_{ср}$ — средний радиус поверхностей трения пар ОФГ и ДФГ; f — коэффициент трения; z — общее число пар трения ОФГ; z_1 — число пар трения ДФГ; z_2 — число ведущих пар трения ДФГ (в формуле (1)); z_2 — число пар трения ОФГ, непосредственно связанных с нажимным диском (в формуле (3)); C — КУ.

Коэффициенты n вычисляются по общей для всех вариантов АФМ формуле

$$n_{1-3} = \frac{F_{п6}}{F_{п7}}.$$

В зависимости от вариантов АФМ принимаются следующие условия по ограничению величины коэффициентов n: $n_1 < 1$; $n_2 > 1$; $n_3 > 1$.

Формулы для вычисления коэффициентов точности вариантов АФМ, с учетом соотношений (1)–(3), имеют вид

$$K_{т1} = \frac{f_{к1}\left[z - z_1(1 - n_1)(z_2 C_{к1} f_{к1} - 1)\right] \times}{f_{\max}\left[z - z_1(1 - n_1)(z_2 C_{к1} f_{\max} - 1)\right] \times} \to \frac{\times\left[1 + (z - z_2)C_{к1} f_{\max}\right]}{\times\left[1 + (z - z_2)C_{к1} f_{к1}\right]}; \qquad (4)$$

$$K_{т2} = \frac{f_{к2}\left[z(1 + n_2) + 1 - C_{к2} f_{к2}\right] \times}{f_{\max}\left[z(1 + n_2) + 1 - C_{к2} f_{\max}\right] \times} \to \frac{\times\left[1 + (z - 1)C_{к2} f_{\max}\right]}{\times\left[1 + (z - 1)C_{к2} f_{к2}\right]}; \qquad (5)$$

$$K_{т3} = \frac{f_{к3}\left[zn_3 + z_1 - z_1(z - z_2)C_{к3} f_{к3}\right] \times}{f_{\max}\left[zn_3 + z_1 - z_1(z - z_2)C_{к3} f_{\max}\right]} \to \frac{\times(1 + z_2 C_{к3} f_{\max})}{\times(1 + z_2 C_{к3} f_{к3})}, \qquad (6)$$

где $f_{к1}$, $f_{к2}$ и $f_{к3}$ — значения коэффициентов трения, соответствующие максимумам вращающих моментов первого, второго и третьего вариантов АФМ; $C_{к1}$, $C_{к2}$ и $C_{к3}$ — значения КУ первого, второго и третьего вариантов АФМ, при которых достигается равенство друг другу вращающих моментов при граничных значениях коэффициента трения.

Значения $C_{к1}$, $C_{к2}$ и $C_{к3}$ определяются по соотношениям [1—3]:

$$C_{к1} = \frac{1}{2(z - z_2) f_{\max}} \times \left(\sqrt{(m + 1)^2 + 4m(z - z_2)\left[z + z_1(1 - n_1)\right] / \left[z_1 z_2 (1 - n_1)\right]} - (m - 1)\right); \qquad (7)$$

$$C_{к2} = \frac{\sqrt{(m + 1)^2 + 4m(z - 1)\left[z(1 + n_2) + 1\right]} - (m + 1)}{2(z - 1) f_{\max}}; \qquad (8)$$

$$C_{к3} = \frac{\sqrt{(m + 1)^2 + 4mz_2(zn_3 + z_1) / \left[z_1(z - z_2)\right]} - (m + 1)}{2z_2 f_{\max}}, \qquad (9)$$

где m — относительная ширина интервала изменения коэффициента трения

$$m = \frac{f_{\max}}{f_{\min}}. \quad (10)$$

Величины $f_{к1}$, $f_{к2}$ и $f_{к3}$ определяются по формулам

$$f_{к1} = \frac{\sqrt{1+(z-z_2)\left[z+z_1(1-n_1)\right]/\left[z_1 z_2(1-n_1)\right]}-1}{(z-z_2)C_1}; \quad (11)$$

$$f_{к2} = \frac{\sqrt{1+(z-1)\left[z(1+n_2)+1\right]}-1}{(z-1)C_2}; \quad (12)$$

$$f_{к3} = \frac{\sqrt{1+z_2(zn_3+z_1)/\left[z_1(z-z_2)\right]}-1}{z_2 C_3}. \quad (13)$$

Согласно соотношениям (7)–(9), при увеличенном интервале $f_{\min}...f'_{\max}$ (см. рис. 2, кривая *2*) величины $C'_{к1}$, $C'_{к2}$ и $C'_{к3}$ будут меньше, чем при исходном интервале $f_{\min}...f_{\max}$ (см. рис. 2, кривая *1*). Если рассматривать точность срабатывания вариантов АФМ для указанных кривых нагрузочных характеристик, то, согласно элементам теории АФМ, точность срабатывания вариантов АФМ для кривой *1* будет выше, чем для кривой *2*. Это отражается более широким полем рассеяния ΔT_2 вращающего момента для кривой *2*, по сравнению с полем рассеяния ΔT_1 для кривой *1* (см. рис. 2).

Если коэффициент трения $f'_{\max}$ на практике больше, чем прогнозируемый коэффициент трения $f_{\max}$, кривая *1* нагрузочной характеристики АФМ дополняется справа (рис. 2) отрезком кривой *1а*.

Максимальный вращающий момент АФМ уменьшается до значения $T'_{\max}$ (см. рис. 2), а соответствующий коэффициент точности определяется по формуле

$$K'_т = \frac{T_п(f_к)}{T'_{\max}}, \quad (14)$$

где $T_п(f_к)$ — вращающий момент АФМ, соответствующий коэффициенту трения $f_к$.

В данном случае все параметры АФМ, кроме $C_{к1}$, $C_{к2}$ и $C_{к3}$, неизменные.

Значения $C_{к1}$, $C_{к2}$ и $C_{к3}$ имеют следующие ограничения сверху [1—3]:

$$C_1 \leqslant \frac{1}{z_1(1-n_1)f_{\max}}; \quad (15)$$

$$C_2 \leqslant \frac{1+n_2}{f_{\max}}; \quad (16)$$

$$C_3 \leqslant \frac{n_3}{z_1 f_{\max}}. \quad (17)$$

Ограничения (15)—(17) обусловлены тем, что при увеличении КУ свыше указанных значений АФМ, выполненные по первому и второму вариантам, при некотором значении коэффициента трения, меньшем, чем максимальное, работают в адаптивном режиме с положительной обратной связью, которая отрицательно влияет на точность срабатывания муфты [4].

АФМ, выполненная по третьему варианту, в данных условиях может в определенном интервале значений коэффициента трения работать в режиме нулевой обратной связи, т.е. как предохранительная фрикционная муфта обычной точности срабатывания. Это также отрицательно влияет на точность срабатывания муфты и обусловлено существованием осевого зазора между нажимным диском и ДФГ (см. рис. 1, *в*).

Используя соотношения (15)—(17), можно найти значения коэффициента трения, при которых происходит выключение из работы УУ обратной связи:

$$f'_{\max 1} = \frac{1}{z_1(1-n_1)C_{к1}}; \quad (18)$$

$$f'_{\max 2} = \frac{1+n_2}{C_{к2}}; \quad (19)$$

$$f'_{\max 3} = \frac{n_3}{z_1 C_{к3}}. \quad (20)$$

Поскольку $C_{к1} < C_1$, $C_{к2} < C_2$, $C_{к3} < C_3$, то $f'_{\max 1} > f_{\max}$, $f'_{\max 2} > f_{\max}$, $f'_{\max 3} > f_{\max}$.

Найдя по соотношениям (18)—(20) верхнюю границу интервала значений коэффициента трения, можно по формулам (7)—(9) вычислить значения $C'_{к1}$, $C'_{к2}$, $C'_{к3}$, заменяя в них параметр $f_{\max}$ соответственно на $f'_{\max 1}$, $f'_{\max 2}$ и $f'_{\max 3}$ для каждого варианта АФМ.

Для того чтобы значения $C_{к1}$, $C_{к2}$ и $C_{к3}$ не превышали соответствующие ограничения, определяемые по соотношениям (15)—(17), найдены ограничения коэффициентов n_1—n_3 [1—3]:

$$n_1 < \frac{z-2z_2}{2z_1}; \quad (21)$$

$$n_2 > \frac{-A+\sqrt{A^2+4(m-1)(z-1)(z-2)}}{2(z-1)}; \quad (22)$$

$$n_3 > \frac{z_1}{2z_2(z-z_2)} \times \left\{\sqrt{\left[z_2(m+1)-z\right]^2+4mz_2(z-z_2)}-\left[z_2(m+1)-z\right]\right\}, \quad (23)$$

где $A = 2(z-1)+(m+1)-zm$.

Используя выражения (21)—(23), можно найти приемлемые интервалы значений коэффициентов n_1—n_3.

Принимая в качестве исходных данных $z = 6$; $z_1 = 1$; $z_2 = 1$ (для соотношений (21) и (23)), $z_2 = 5$ (для соотношения (22)); $m = 8$, находим следующие ограничения для коэффициентов n_1—n_3: $n_1 < 2$, $n_2 > 6{,}64$, $n_3 > 0{,}2$.

Поскольку по условиям задачи $n_1 < 1$, $n_2 > 1$, $n_3 > 1$, окончательно принимаем $n_1 < 1$, $n_2 > 6{,}64$, $n_3 > 1$.

Полученные результаты использованы при построении точностных характеристик вариантов АФМ в виде функций $K_т(n)$. При построении графиков значения $C_{к1}$, $C_{к2}$ и $C_{к3}$ вычислялись по соотношениям (7)—(9), значения $f_{к1}$, $f_{к2}$, $f_{к3}$ — по соотношениям (11)—(13).

Поскольку целью построения графиков являлось сравнение точности срабатывания вариантов АФМ при двух различных кривых, относящихся к одной и той же форме нагрузочной характеристики, упомянутые кривые построены при различных одноименных значениях параметров $C_{к1}$, $C_{к2}$, $C_{к3}$ и $f_{к1}$, $f_{к2}$, $f_{к3}$. С этой целью в соотношениях (7)—(9) приняты, в одном случае, прогнозируемое значение f_{max}, в другом случае — значения f'_{max1}, f'_{max2} и f'_{max3}, вычисленные по соотношениям (18)—(20).

В соотношениях (18)—(20) значения $C_{к1}$, $C_{к2}$ и $C_{к3}$ вычислялись по формулам (7)—(9) при прогнозируемой величине f_{max}.

При построении графиков приняты следующие исходные данные: $z = 6$; $z_1 = 1$; $z_2 = 1$ (для соотношений (7) и (11)), $z_2 = 5$ (для соотношений (9) и (13)); $m = 8$, $f_{max} = 0{,}8$. Графики зависимости $K_т(n)$ показаны на рис. 3—5 (соответственно для первого — третьего вариантов АФМ).

Анализ графиков показывает следующее:

— точность срабатывания всех вариантов АФМ, имеющих нагрузочную характеристику с точкой максимума внутри интервала значений коэффициента трения $f_{min} \cdots f'_{max1,2,3}$ (где $f_{min} \cdots f'_{max1,2,3}$ — максимальные значения коэффициента трения, встречающиеся на практике) при равенстве друг другу вращающих моментов, соответствующих граничным значениям коэффициента трения, выше, чем точность срабатывания при аналогичной нагрузочной характеристике в интервале $f_{min} \cdots f_{max}$ (соответственно рис. 3, кривые *2* и *1*);

— с увеличением коэффициента n_1 точность срабатывания первого варианта АФМ с раздельным силовым замыканием уменьшается при превышении прогнозируемого значения f_{max}, если расчет муфты проводится с учетом последнего (рис. 3, кривая *1*). Это объясняется тем, что в интервале $n_1 = 0{,}9...0{,}99$ максимальный коэффициент трения возрастает от 0,89 до 2,66;

— с увеличением коэффициента n_1 точность срабатывания АФМ увеличивается за счет значительного роста коэффициента трения f'_{max1} (рис. 3, кривая *2*).

Полученные результаты показывают, что в тех случаях, когда прогнозная оценка максимального коэффициента трения основана на недостаточно достоверных данных, предпочтительным является расчет параметров АФМ таких, как C и $f_к$, а также выбор величины коэффициента n и связанных с ним сил натяжения замыкающих пружин, с учетом некоторого повышенного значения максимального коэффициента трения.

В качестве примера, иллюстрирующего соотношение величин КУ при прогнозируемой и реальной величине максимального коэффициента

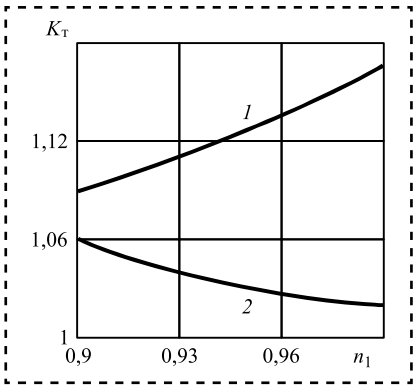


Рис. 3. Графики зависимостей коэффициента точности от коэффициента n_1 для первого варианта АФМ

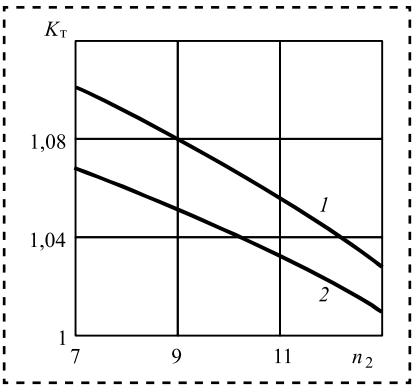


Рис. 4. Графики зависимостей коэффициента точности от коэффициента n_2 для второго варианта АФМ

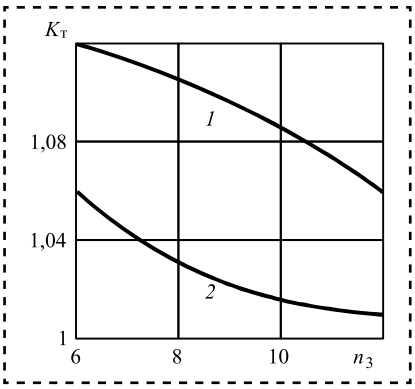


Рис. 5. Графики зависимостей коэффициента точности от коэффициента n_3 для третьего варианта АФМ

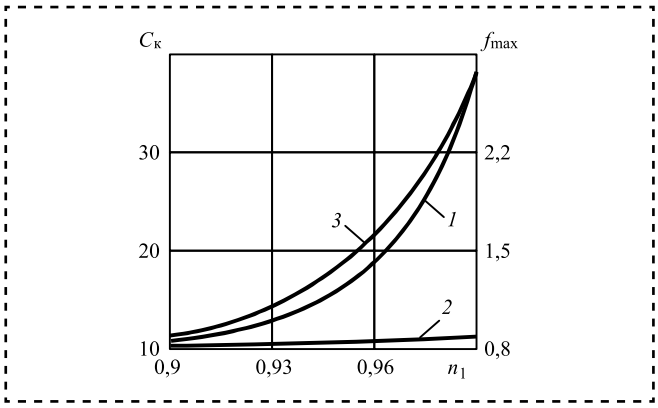


Рис. 6. Графики зависимостей КУ и коэффициента трения от коэффициента n_1 для первого варианта АФМ

трения, а также характер изменения реальной величины максимального коэффициента трения, рассмотрим графики, показанные на рис. 6.

Графики для первого варианта АФМ построены по тем же исходным данным, что и графики, изображенные на рис. 3.

Кривая *1* на рис. 6 отражает график функции $C_{к1}(n_1)$, кривая *2* — график функции $C'_{к1}(n_1)$, кривая *3* — график функции $f_{max}(n_1)$.

Графики показывают, что в соответствии с влиянием величины f_{max} на значение КУ $C_{к1} > C'_{к1}$ (кривая *2*), коэффициент трения f_{max} возрастает из-за увеличения коэффициента n_1 (кривая *3*).

Таким образом, преимуществом предложенного способа расчета и проектирования всех вариантов АФМ, наряду с более высокой точностью срабатывания, является повышение нагрузочной способности при меньшем значении КУ.

Кривые *1* и *2* на рис. 6 также показывают, что разница между $C_{к1}$ и $C'_{к1}$ увеличивается с ростом коэффициента n_1, достигая 3,3-кратного значения при n_1 = 0,99. Соответственно этому увеличивается и нагрузочная способность АФМ при применяемом способе расчета и ее проектирования.

Обсуждение полученных результатов

Принятая в качестве основной идея повышения точности срабатывания трех вариантов АФМ второго поколения с раздельным силовым замыканием не требует структурного изменения конструкций муфт. Единственным изменением является определение величин КУ на основе уточненного расчета в соответствии с разработанным методом их вычисления.

При реализации разработанного подхода впервые в практике расчета и проектирования АФМ появилась возможность повышение точности срабатывания сочетать с увеличением нагрузочной способности муфт.

Результаты исследования могут быть использованы при расчетах и проектировании вариантов АФМ второго поколения с раздельным силовым замыканием для повышения уровня защиты приводов машин и механизмов в условиях непостоянства максимальной величины коэффициента трения.

Выводы

1. Основная идея повышения точности срабатывания вариантов АФМ второго поколения с раздельным силовым замыканием заключается в расчете параметров муфты на основе расширенного интервала значений коэффициента трения за счет увеличения максимального коэффициента трения по отношению к прогнозируемой величине.

2. Найдены зависимости для вычисления максимальных значений коэффициента трения, исходя из величин КУ, соответствующих исходным формам нагрузочной характеристики вариантов АФМ с раздельным силовым замыканием.

3. Максимальные значения коэффициентов трения зависят от коэффициентов n_1—n_3.

4. Точность срабатывания вариантов АФМ при расширенном интервале значений коэффициента трения и соответствующих параметрах муфты выше, чем при параметрах муфты, соответствующих прогнозируемому интервалу значений коэффициента трения.

5. Преимуществом предложенного способа является также более высокая нагрузочная способность вариантов АФМ вследствие уменьшенных значений КУ.

6. При уменьшении максимального коэффициента трения до прогнозируемого коэффициента трения точность срабатывания вариантов АФМ второго поколения с раздельным силовым замыканием не изменяются.

Библиографический список

1. **Шишкарев М.П., Лущик А.А.** Эксплуатационные характеристики адаптивной фрикционной муфты раздельным силовым замыканием // Тракторы и сельхозмашины. 2013. № 3. С. 28—31.

2. **Шишкарев М.П., Угленко А.Ю.** Модернизация адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2012. № 10. С. 3—7.

3. **Шишкарев М.П., Чан Ван Дык.** Модернизация адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 10. С. 40—46.

4. **Шишкарев М.П.** Об ограничениях при выборе параметров некоторых типов адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2001. № 7. С. 8—11.

ИНФОРМАЦИЯ

УКАЗАТЕЛЬ СТАТЕЙ, ОПУБЛИКОВАННЫХ В 2015 ГОДУ

№

Экономика и организация сборочного производства

Долгов В.А., Попов Э.В., Кабанов А.А., Тимерханова Э.Р. Повышение эффективности ремонта и модернизации летательных аппаратов на "ОАО "Туполев" путем разработки гибкой информационной модели производственно-технологических решений 2
Дроботов А.В., Авдеев А.Р., Швец А.А. Анализ способов повышения производительности устройств объемной печати при изготовлении сборочных изделий 11
Петрухин П.Б. Алгоритмизация и оптимизация процессов мониторинга беспроводной корпоративной сети, используемой в процессах сборки и проектирования деталей и узлов 10

Технологичность конструкции

Иванов А.А. Оценка технологичности деталей и узлов применительно к автоматической сборке 2
Костенко С.Г. Конструкция и способ сборки планетарного редуктора с арочным зубчато-роликовым зацеплением 2
Ремизов А.Е., Карелин О.О. Оценка влияния угла наклона наружной стенки переходного канала ГТД на угол выхода потока 8
Скворцова Д.А. Разработка дополнительных коэффициентов для оценки технологичности серийной сборки наукоемких многокомпонентных изделий 6
Труханов В.М., Крыхтин Ю.И. Расширение функциональных возможностей и упрощение конструкции механизма передач и поворота с демультипликатором в коробке перемены передач и дифференциальным механизмом поворота для легкой гусеничной машины 4
Хоменко В.В. Методика укрупненной оценки технологической реализуемости инновационных конструкторско-технологических решений, проектов и программ 2

Сборочное оборудование и его элементы

Авцинов И.А. Загрузочно-ориентирующие устройства для мелких деталей 6
Антонец И.В. Разработка конструкций весоизмерительных устройств на основе упругих чувствительных элементов, работающих в условиях силовой компенсации внешних нагрузок 5

№

Горелова А.Ю., Кристаль М.Г. Определение рациональных параметров гироскопического стабилизатора положения расточного инструмента 7
Давыдова Е.В., Дружинина А.В., Прейс В.В. Математическая модель производительности механического дискового зубчатого бункерного загрузочного устройства с параметрическими отказами 10
Житников Б.Ю., Житников Ю.З. Предельная скорость ударного взаимодействия плоских губок схвата с плоскостью обработанной детали . . . 3
Маркина О.Н. Исследование особенностей использования галогенных ламп JC в телевизионной измерительной системе 5
Широкий А.В., Кристаль М.Г. Влияние структурной компоновки блоков технологической системы на производительность и надежность их функционирования 6
Щеткин А.В. Предельные режимы движения шиберов при автоматизированной установке комплекта "уплотнение — сопрягаемая деталь" 9

Современные технологии сборки

Ахатов Р.Х., Лаврентьева М.В. Распознавание конструктивно-технологического состава изделия по его электронной модели 8
Бабичев А.П., Пастухов Ф.А., Вейсса Гутета Кабета, Вобу Амбагеу Мару. Экспериментальные исследования влияния виброволнового воздействия на разборку резьбовых соединений . . . 7
Березин С.Я., Кулеш И.М. Исследование коэффициентов трения при ультразвуковой сборке резьбовых пар с крепежно-резьбообразующими деталями 3
Божкова Л.В., Вартанов М.В., Зинина И.Н. Математическая модель роботизированной сборки с применением адаптации и низкочастотных колебаний 6
Вашуков Ю.А. Исследование процесса постановки подкрепляющих элементов при образовании высокоресурсных соединений изделий из композиционных материалов 6
Герасимов Д.Г. Сборка с применением автоматизированной базы данных в атомном машиностроении 7
Житников Ю.З., Паташов В.А. Автоматизированное завинчивание нескольких шпилек в отверстия узлов с малыми межцентровыми расстояниями 5
Иванов А.А. Структура стационарной сборки . . . 1

№

Ковалев В.Г., Ковалев С.В., Скороходов Е.А. Силовые параметры в процессах открытой намотки 7
Ковалев В.Г., Ковалев С.В., Скороходов Е.А. Электромонтаж методом прорезки изоляции 6
Кочкин Е.В., Матвеев Е.В., Медарь А.В., Меденков В.И. Технологическая платформа стендового оборудования для определения характеристик геометрии масс изделий ракетно-космической техники 12
Кремлева Н.Г., Безрукова Т.В. Исследование процесса автоматической ротационной сборки цилиндрических деталей 6
Непомилуев В.В., Олейникова Е.В., Гусарова Н.И. Вероятностно-статистическая модель процесса индивидуального подбора деталей 1
Непомилуев В.В., Олейникова Е.В., Тимофеев М.В. Обеспечение устойчивости процесса сборки на основе метода индивидуального подбора деталей 11
Сорокин М.Н., Колтунов И.И. Схема комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник" 10
Сорокин М.Н., Колтунов И.И., Сазонов Д.А. Метод перераспределения потока для решения задачи комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник" 9
Степанова М.А. Соединения типа press-fit (*аналитический обзор*) 8
Чадеев В.М., Аристова Н.И. Управление автоматизацией дискретного производства 3
Широкий А.В., Кристаль М.Г. Статистическое моделирование надежности различных структур технологических систем 8

Технологическая оснастка для сборки

Бурочкин Ю.П. Устройства для крепления шлифовальных инструментов 8
Жилкин Л.И. Особенности конструкции и технологии изготовления механизма наведения, применяемого при извлечении ОТВС активной зоны реактора 8
Житников Б.Ю., Блинов С.В. Точность затяжки резьбовых соединений гайковертами на основе центробежных сил инерции 5
Житников Б.Ю., Житников Ю.З., Щеткин А.В. Устройство автоматизированной установки упругих колец во внутренние канавки деталей 2
Жуков В.В., Степанов С.А. Универсальная камера для обработки маскированных поверхностей мелкодисперсным абразивным порошком . . 5
Иванов А.А. Инструментальная оснастка сборочного модуля для соединения деталей в узел . . . 3

№

Копбаев Р.А., Соколов В.А. Бесконтактный метод контроля точности позиционирования манипуляторов промышленных роботов 12
Макаров В.Ф., Петухов Г.Д. Разработка режущего инструмента для протягивания деталей газотурбинного двигателя на повышенных режимах резания 10
Макаров В.Ф., Петухов Г.Д. Разработка сборных конструкций протяжного инструмента для скоростного протягивания хвостовиков лопаток компрессора из труднообрабатываемого материала 10
Миронова Е.А. Адаптивная затяжка групповых резьбовых соединений по моменту 5
Можегова Ю.Н. Точность автоматизированного контроля пористости материалов газодинамическим методом 1
Можегова Ю.Н., Князева И.А. Автоматизированное проектирование инструмента для изготовления изделий машиностроения 6
Тимофеев А.В., Душев С.А., Ермаков А.В., Голубев С.В., Иваков А.Ю., Жилкин Л.И. Особенности конструкции и технологии изготовления механизма наведения, применяемого при извлечении ОТВС активной зоны реактора 8

Сборочно-сварочные работы. Пайка

Бохоров И.О., Карабанов В.В. Пайка крупных массивных конструкций 2, 3
Бохоров И.О., Карабанов В.В. Пайка режущего инструмента 11, 12
Вытнов Ю.В., Александрин А.Г., Голубев С.В., Герасимов Е.А., Медведев Н.П. Автоматизация процесса сварки торцевых швов статорных перегородок герметичных электронасосов 12
Вытнов Ю.В., Александрин А.Г., Голубев С.В., Герасимов Е.А., Медведев Н.П. Применение сплава МНА № 6 в качестве альтернативы при автоматической аргонодуговой наплавке направляющих и трущихся поверхностей деталей насосного оборудования для атомных реакторов на быстрых нейтронах 3

Сборка с использованием клеев

Есаулов В.В., Шишлов А.В., Колосков А.В., Рожко Т.Е. Исследование адгезионных свойств клея-герметика силиконового "Герсил-180" 6
Игнатов А.В. Проектирование устройств нанесения клеевых композиций для сборки изделий из алюминиевых сплавов 9
Холодкова А.Г. Сборка комбинированных клеевых соединений 5

№

Питание сборочных линий. Комплектация. Складирование. Упаковка

Королев А.В, Королев А.А., Мухина Е.В. Современный метод комплектования прецизионных изделий типа подшипников качения 1

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Алексеев А.А., Волков Д.И. Безразборная диагностика состояния динамически нагруженных узлов и механизмов металлорежущего оборудования на основе анализа вибросигнала 8

Басинюк В.Л., Велигурский Г.А., Поплавская Л.А. Система двухпрофильного контроля зубчатых колес для повышения качества сборочных работ трансмиссий на основе эвольвентных зубчатых передач 9

Безъязычный В.Ф., Непомилуев В.В. Возможные пути повышения качества изготовления изделий машиностроения 1

Гаспаров Э.С., Денисенко А.Ф., Гаспарова Л.Б. Определение усилия предварительного натяга подшипниковых опор шлифовального шпинделя . . 9

Денисов Ю.В., Капленко М.В. Комплексный подход при изготовлении блоков пневмовоздействий 12

Дмитриев А.Я., Митрошкина Т.А., Шутемова Е.В., Кончиц А.В. Совершенствование сборочных процессов с использованием методики планирования экспериментов ЛИС-ХИН и метода анализа рисков FMEA 8

Киселев Е.С., Благовский О.В. Обеспечение эксплуатационных свойств ответственных деталей путем формирования поля остаточных напряжений 12

Королев А.В., **Нейгебауэр К.С.** Исследование упрочняющей технологии раскатки дорожек качения шарикоподшипников 1

Кристаль М.Г., Кулагин Р.Н., Иванков П.С. Пневмовиброконтактное устройство для контроля диаметров токопроводящих деталей 12

Марихов И.Н. Математическое моделирование надежности технических систем 1

Носенко В.А., Тышкевич В.Н., Орлов С.В. Обеспечение требуемого качества торцовых поверхностей колец подшипников шлифованием 3

Разоренов А.Г. Деградация электрической изоляции в слаботочных конструкциях электронных сборок 9

Руднева Л.Ю. Организация и подготовка производства сборки агрегатов и приборов методом групповой взаимозаменяемости 9

№

Руднева Л.Ю. Системный анализ качества технологии сборки специальных изделий 4

Труханов В.М., Крыхтин Ю.И. Повышение надежности двухпоточного четырехвального механизма передач и поворота с коническим реверсом на входе и недифференциальным механизмом передач для легкой гусеничной машины 4

Шишкарев М.П., **Угленко А.Ю.** Анализ точности срабатывания вариантов адаптивной фрикционной муфты с раздельным силовым замыканием 3

Разборка. Ремонт

Волков Д.И., Толкачев А.В. Снятие нагара с направляющих аппаратов газотурбинного двигателя с использованием виброабразивной обработки 1

Кадырметов А.М., Мальцев А.Ф., Смоленцев Е.В., Сухочев Г.А. Техологическое обеспечение восстановления изношенных деталей машин плазменным напылением и упрочнением 5

Рыкунов А.Н., Котельников В.И. Сборка механизмов из восстановленных при ремонте деталей 11

Харитонов Д.В., Поляков И.В., Киселев Ю.А., Королев А.А., Серов Н.С. Особенности технологии разборки реактора с жидкометаллическим теплоносителем для обеспечения выгрузки тепловыделяющих сборок 1

В помощь конструктору, технологу

Аввакумов В.Д. Особенность расчета плоских размерных цепей 11

Аввакумов В.Д. Точность инженерных расчетов, выполняемых с учетом допусков 7

Байнева И.И., Байнев В.В. Автоматизация технологии производства стекла для светотехнической промышленности 4

Балтаев Т.А., Королев А.В., Королев А.А., Балаев А.Ф., Савран С.А. Технология стабилизации остаточных напряжений в упругих чувствительных элементах приборов давления на основе применения ультразвуковой энергии . . . 12

Безъязычный В.Ф., Федулов В.М., Чугуевская С.В. К вопросу расчетного определения прочностных характеристик сборочных соединений с натягом с учетом шероховатости поверхностей собираемых деталей и степени их наклепа 4

Воробьев Е.И., Дорофеев В.О. Расчет усилий поступательных приводов при реализации ориентирующих движений схвата манипулятора . . . 7

№

Гусев В.Г., Наумов Г.М. Перспективные направления повышения уровня технологической подготовки производства высокоточных изделий на станках с ЧПУ 9
Жуков В.В., Степанов С.А. Исследование точности пескоструйной резки пакетированных кремниевых пластин 4
Ковязин Р.А., Лагунова Ю.А., Порожский К.П. Анализ бесприводных систем активного охлаждения рабочих жидкостей дебалансных высокочастотных вибраторов для мобильных буровых установок 2
Медведев А.М., Сокольский А.М. Технологическое обеспечение надежности электрической изоляции электронных сборок авионики 11
Микаева С.А., **Микаева А.С.** Сборка амальгамных бактерицидных ламп низкого давления типа ДБ 10
Микаева С.А., Микаева А.С., Трубиенко О.В. Сборка электронной пускорегулирующей аппаратуры 9
Можегова Ю.Н. Обоснование точности способа автоматизированного определения минимального размера пор материалов 12
Моисеев В.К., **Кулаков В.Г.**, **Шаров А.А.**, **Громова Е.Г.** Обеспечение взаимозаменяемости при сборке изделий из маложестких деталей за счет стесненного изгиба эластомером 10
Нагибин А.В. Определение натяга в конической посадке нажимной шайбы 7
Паташов В.А., Житников Ю.З. Режим движения многошпиндельного шпильковерта в момент снятия патронов завинченных шпилек . . . 12
Полетаев В.А., Чернов П.К. Технология магнитной галтовки в магнитно-абразивном устройстве 7
Порожский К.П., Ковязин Р.А. Конструкции и применение механических вибраторов с круговой и крутильной формой колебаний 4
Самаркин А.И., Самаркина Е.И., Дмитриев С.И., Евгеньева Е.А. Применение компьютерного моделирования для оптимизации размерно-геометрических и массовых характеристик деталей 7

№

Спиридонов О.В. Технологические расчеты при сборке резьбовых соединений 6
Труханов В.М., Крыхтин Ю.И. Повышение функциональных свойств многовального механизма передач и поворота с современными фрикционными материалами для легкой гусеничной машины 1
Труханов В.М., Крыхтин Ю.И. Улучшение компоновки и условий эксплуатации четырехвального механизма передач и поворота с предварительным выбором передачи и дифференциальным механизмом поворота для легкой гусеничной машины 5
Ямников А.С., Ямникова О.А., Кашмин О.С. Эмпирические зависимости величины сближения контактирующих деталей при импульсной нагрузке 3

Информация

Указатель статей, опубликованных в 2014 году . . 1

Соединение деталей машин

Батинов И.В., Петрова Е.С. Влияние технологии изготовления штифтовых прессовых соединений на эксплуатационные свойства изделий 10
Безъязычный В.Ф., Федулов В.М. Определение давления в прессовых соединениях с учетом материала контактируемых поверхностей деталей и условий их обработки 11

Разное

Микаева С.А., Микаева А.С., **Железникова О.Е**. Системы обеззараживания ультрафиолетом 2
Руднева Л.Ю. Основные направления технологического прогнозирования 5
Сорокин М.Н., Ануфриева К.С. Расширение множества центральных композиционных планов 5

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение", 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Учредитель ООО "Издательство "Инновационное машиностроение".
Адрес электронной почты издательства: **mashpubl@mashin.ru**;
редакции журнала: **sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru**
Телефон редакции журнала: 8 (499) 269-54-98, факс 8 (499) 268-48-97.
Технический редактор *Патрушева Е.М.* Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 16.11.2015. Подписано в печать 22.12.2015. Формат 60 × 88 1/8.
Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Адвансед солюшнз". Сайт: **www.aov.ru**
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.