

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

2021 Том 22  
8 (253)

### СОДЕРЖАНИЕ

#### Технологичность конструкции

Розинов А.Я. Методы сборки корпусов катеров и обеспечение технологичности их конструкций ..... 339

#### Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Кравченко Е.Г., Алтухова В.В. Повышение точности контроля параметров шероховатости упрочненных поверхностей деталей машиностроения ..... 347

#### Трение и смазка в машинах и механизмах

Мигранов М.Ш., Мигранов А.М. Исследование интенсивности износа режущего инструмента с адаптирующимися покрытиями ..... 353

Шишкарёв М.П. Оптимизация показателей модифицированной адаптивной фрикционной муфты второго поколения ..... 358

#### В помощь конструктору, технологу

Безъязычный В.Ф., Истратов В.А., Елисеичев Е.А. Обоснование выбора схватов многофункционального захватывающего устройства для автоматизации технологического процесса сборки микроприводов, используемых в биопротезировании верхних конечностей ..... 368

Пантюхина Е.В., Преис В.В. Математическая модель производительности бункерного загрузочного устройства с тангенциальными карманами и гребенкой ..... 372

Васин С.А., Евсеев А.В. Проектирование конвейерных нонмиксеров ..... 379

Председатель редакционного совета  
В.И. КОЛЕСНИКОВ, академик РАН

#### Редакционный совет

##### МОСКВА

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

#### Региональные редсоветы

##### ВЛАДИВОСТОК

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

##### ВОЛГОГРАД

В.И. ЛЫСАК, акад. РАН

##### ИЖЕВСК

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

##### КАЗАНЬ

Р.И. АДГАМОВ, д.т.н., проф.

##### КОВРОВ

Ю.З. ЖИТНИКОВ, д.т.н., проф.

##### КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ

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

##### НИЖНИЙ НОВГОРОД

С.В. ГОЛУБЕВ, инж.

##### ОРЕЛ

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

##### ОРЕНБУРГ

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

##### ПЕРМЬ

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

##### РОСТОВ-НА-ДОНУ

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

##### РЫБИНСК

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

##### САМАРА

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

##### САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

Е.В. ШАЛОБАЕВ, к.т.н., проф.

##### ТОМСК

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

##### ТУЛА

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

##### ХАБАРОВСК

В.И. ШПОРТ, д.т.н., проф.

##### Беларусь

##### МИНСК

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

##### ГОМЕЛЬ

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н.

##### Украина

##### КИЕВ

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

##### ДОНЕЦК

А.Н. МИХАЙЛОВ, д.т.н., проф.

##### Польша

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

#### Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Е.М. НУЖДИНА, И.М. ГЛИКМАН

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

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

THE MONTHLY  
JOURNAL  
FOR SCIENTISTS  
AND MANUFACTURERS

# ASSEMBLING



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

2021 Vol. 22  
8 (253)

### CONTENTS

#### *Manufacturability of a construction*

Rozinov A.Ya. Boat hull assembly methods and provision manufacturability of their designs ..... 339

#### *Quality assurance. Testing. Monitoring*

Kravchenko E.G., Altukhova V.V. Improving accuracy of roughness parameters control reinforced surfaces of machine building parts ..... 347

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

Migranov M.Sh., Migranov A.M. Study of the wear intensity of the cutting tool with adaptable coatings ..... 353

Shishkarev M.P. Optimization of indicators of the modified adaptive friction clutch of the second generation ..... 358

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

Bezjazychnyi V.F., Istratov V.A., Eliseichev E.A. Justification of the choice of grips of a multifunctional gripping device for automating the technological process of assembling micro-drives used in bioprosthesis of the upper extremities ..... 368

Pantukhina E.V., Preys V.V. Mathematical model of the performance of a hopper feeding device with tangential pockets and a comb ..... 372

Vasin S.A., Evseev A.V. Design of conveyor nonmixers ..... 379

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

#### Editors

##### MOSCOW

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

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

#### Regional editors

##### VLADIVOSTOK

Yu.N. KULSHIN  
A.A. SUPONIA

##### VOLGOGRAD

V.I. LYSAK

##### IZHEVSK

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

##### KAZAN

R.I. ADGAMOV

##### KOVROV

Yu.Z. ZHITNIKOV

##### KOMSOMOLSK-ON-AMUR

B.N. MARJIN  
A.M. SHPILEV

##### NIZHNY NOVGOROD

S.V. GOLUBEV

##### OREL

Yu.S. STEPANOV  
G.A. KHARLAMOV

##### ORENBURG

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

##### PERM

S.M. BELOBORODOV  
V.F. MAKAROV

##### ROSTOV-ON-DON

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

##### RYBINSK

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

##### SAMARA

Yu.A. VASHUKOV  
M.A. EVDOKIMOV

##### ST.-PETERSBURG

E.V. SHALOBAEV

##### TOMSK

A.V. KOLUBAEV  
V.E. PANIN

##### TULA

A.A. MALIKOV  
V.V. PREYS

##### KHABAROVSK

V.I. SCHPORT

#### Belarus

##### MINSK

V.L. BASINJUK  
M.L. KHEIFETZ

##### GOMEL

V.E. STARZHINSKI

#### Ukraine

##### KIEV

A.S. ZENKIN  
V.A. MATVIENKO

##### DONETSK

A.N. MIKHAILOV

#### Poland

P. LEBKOVSKI  
E. LUNARSKII

#### Executive editors of current issue:

E.M. NUZHINA, I.M. GLIKMAN

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

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

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

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

Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

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

**А.Я. Розин**, д-р техн. наук  
Тел. 8(812) 532-77-42

## Методы сборки корпусов катеров и обеспечение технологичности их конструкций

*Представлена конструктивно-технологическая характеристика современных катеров. Описана технология блочной сборки корпусов больших катеров и каркасной сборки корпусов малых катеров. Рассмотрена конструкция и принцип действия используемой оснастки типа "стапель-кондукторов" и "переналаживаемых постелей", обеспечивающих возможность сборки корпусов малых катеров из заранее изготовленных модулей наружной обшивки, представляющих ее развертку в плоскости. Особое внимание уделено конструктивно-технологическому совершенствованию корпусов катеров, направленному на замену приварных ребер жесткости штампованными гофрами и монтажных сварных соединений наружной обшивки — механическими соединениями на прессованных элементах из алюминиевых сплавов. В соответствии с требованиями обеспечения качества и надежности сборки корпусов катеров, а также их конструктивно-технологического совершенствования рассмотрены применяемые в отечественном и зарубежном судостроении методы контроля герметичности.*

*The design and technological characteristics of modern boats are presented and the technology of block assembly of hulls of large boats, as well as of frame assembly of hulls of small boats, is described. The design and the principle of operation of the equipment used, such as slipway-conductors and readjust able beds, providing the possibility of assembling the hulls of small boats from pre-made modules of the outer skin, representing its development in the plane, are considered. Particular attention is paid to the structural and technological improvement of boat hulls, aimed at replacing welded stiffeners with stamped corrugations and assembly welded joints of the outer skin — mechanical joints on pressed elements made of aluminum alloys. In accordance with the requirements for ensuring quality and reliability of the assembly of boats hulls, as well as their structural and technological improvement, the methods of tightness control used in domestic and foreign shipbuilding are considered.*

**Ключевые слова:** плавучие средства, конструкция корпуса, отсек, цилиндрическая вставка, обводы, технологический процесс, палуба, профили набора, средства технологического оснащения, водоизмещение, длина, ширина, мидель, блоки, стапель-кондукторы, точность сборки, сварочные деформации, алюминиевые сплавы, дифферент, продольное укорочение, шарнирная трехпролетная балка, чистый размер, листы обшивки, лекала, каркасный способ, днище, борта, листовой модуль, шпангоутные рамки, гофрированные ребра, штамповка, прессованные профильные элементы, узлы соединений, методы контроля герметичности.

**Keywords:** floating equipment, hull structure, compartment, cylindrical insert, contours, technological process, deck, kit profiles, technological equipment, displacement, length, width, midship, blocks, slipways, assembly accuracy, welding deformations, aluminum alloys, trim, longitudinal shortening, hinged three-span beam, net size, sheathing sheets, patterns, frame method, bottom, sides, sheet module, frame frames, corrugated ribs, stamping, extruded profile elements, joints, methods of tightness control.

**В** отличие от других судов корпуса катеров характеризуются малыми объемами внутренних отсеков и значительной по отношению ко всему катеру протяженностью района цилиндрической вставки с прямолинейными обводами, а также наличием только одной палубы,

что определяет специфику технологического процесса сборки корпусов катеров. При этом небольшая толщина наружной обшивки и настилов палуб, малые размеры профиля набора, подкрепляющего эти конструкции, приводят к необходимости применения специфических

средств технологического оснащения, отвечающих условиям постройки и особенностям конструкций корпусов катеров различного целевого назначения.

Современное отечественное и зарубежное судостроение характеризуется постройкой катеров водоизмещением от 3 до 300 т, имеющих длину корпуса от 8 до 35 м, ширину корпуса на миделе от 2,5 до 7,5 м.

Широкий диапазон изменения главных размеров, вызванный целевым назначением катеров, — основная причина технологических решений сборки корпуса, заметно отличающихся по отношению к катерам большого и малого водоизмещения.

Практика современного судостроения свидетельствует о том, что корпуса катеров большого водоизмещения собирают блоками, которые по отдельности первоначально формируют в стапель-кондукторах, а затем стыкуют между собой на стапеле, собирая таким образом весь корпус катера.

В процессе формирования блоков они деформируются под действием сварочных напряжений вместе со стапель-кондукторами, поскольку эта оснастка не является абсолютно жесткой. При откреплении обшивки днища и бортов изготовленных блоков корпуса катера от лекал стапель-кондукторов эти блоки деформируются по длине и ширине под воздействием остаточных напряжений укорочения и изгиба. Вместе с этим остаточные местные сварочные деформации вызывают искажение обводов корпуса блоков, причем в каждом отдельном случае величина остаточных напряжений не одинакова, хотя в целом она зависит от размеров блоков и толщины обшивки бортов и днища.

Основные недостатки сборки блоков корпуса катеров в стапель-кондукторах:

- невозможность оперативного учета возникающих сварочных деформаций;
- значительная трудоемкость и продолжительность корректировки лекальных обводов используемой оснастки по данным опыта постройки корпусов первых катеров;
- большая металлоемкость используемой оснастки, в 6—11 раз превышающая массу металла собираемых в ней блоков корпуса катеров;
- сравнительно высокая стоимость и большая продолжительность изготовления, а также необходимость корректировки применяемой оснастки.

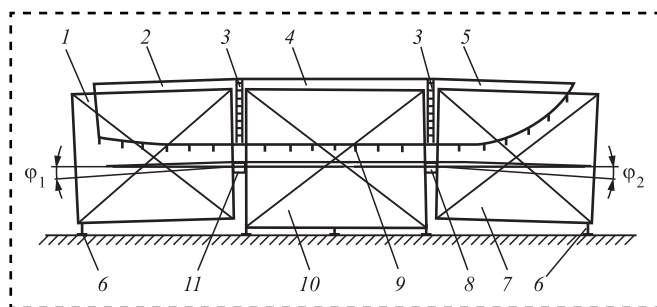
Повышение точности сборки корпусов катеров могло бы быть частично обеспечено созданием и применением абсолютно жесткой (недеформируемой) оснастки, что позволяет уменьшить влияние остаточных сварочных деформаций не более чем на 10...15 %. В значительно большей степени отрицательное влияние этих деформаций, как показывает практика, может быть уменьшено путем реализации решений, обеспечивающих совершенствование технологии сборки корпусов катеров.

К числу указанных решений относят разработку апробированной в производстве технологии сборки блоков и корпусов катеров из алюминиевых сплавов. Согласно этой технологии корпуса катеров собирают одновременно тремя строительными районами (блоками) в гибком стапель-кондукторе, выполненном по длине из трех объемных частей. При этом части кондуктора, предназначенные для сборки блоков носовой и кормовой частей корпуса катера, шарнирно присоединены к части стапель-кондуктора, где собирают середину корпуса катера.

После сборки блоков корпуса катера их не отделяют от лекал стапель-кондуктора, но при этом собранные блоки носовой и кормовой частей корпуса катера с помощью шарнирно соединенных частей стапель-кондуктора устанавливают с дифферентом по отношению к блоку средней части корпуса катера, а затем осуществляют сварку межблочных стыков. После завершения сварочных работ открепляют заранее изготовленные блоки корпуса катера от лекал стапель-кондуктора, завершая тем самым сборку судового корпуса.

Для осуществления описанной технологии составляющие части стапель-кондуктора первоначально располагают относительно друг друга с учетом возможности обеспечения компенсации продольного укорочения собираемого корпуса катера. В целях компенсации продольного укорочения собираемого корпуса катера необходимо увеличивать размер шпации лекал стапель-кондуктора, а поперечного укорочения — увеличивать полушироту лекальной части используемого стапель-кондуктора.

Продольный изгиб корпуса катеров компенсируется путем дифферента изготавливаемых блоков, а поперечный — изменением положения днищевой и бортовой лекальных частей стапель-кондуктора за счет их поворота относительно основной плоскости.



**Рис. 1. Схема стапель-кондуктора для сборки корпуса катера из блоков:**

1 — кормовая часть стапель-кондуктора; 2 — кормовой блок; 3 — межблочные монтажные стыки; 4 — средний блок корпуса катера; 5 — носовой блок корпуса катера; 6 — домкраты; 7 — носовая часть стапель-кондуктора; 8 — ось носового шарнира; 9 — поперечные лекала; 10 — центральная часть стапель-кондуктора; 11 — ось кормового шарнира

В отличие от традиционной конструкции стапель-кондуктор изготовлен в виде шарнирной трехпролетной балки, имеющей центральную неподвижную часть, к которой шарнирно присоединены боковые части, обеспеченные свободой поворота в диаметральной плоскости (рис. 1).

Центральная часть стапель-кондуктора опирается на жесткую конструкцию фундамента, к которой закреплена с помощью двутавровых балок своих опор, забетонированных в фундамент. Расположенные вокруг стапель-кондуктора леса не связаны с ним и имеют универсальную конструкцию, что обеспечивает свободу поворота боковых частей кондуктора и возможность перестраивания лесов для постройки катеров с корпусами различных размеров.

Стапель-кондуктор, выполненный по схеме шарнирной балки, позволяющий снизить воздействие сварочных деформаций, не создает изгибающего момента по длине собираемого корпуса изготавливаемых катеров, что существенно разгружает силовые связи поворачивающихся кормовой и носовой частей стапель-кондуктора и тем самым позволяет уменьшить металлоемкость стапель-кондуктора в целом. Возможность изменения лекальных отводов опорной части стапель-кондуктора не требует необходимости механической подгонки этих обводов к каждому из собираемых корпусов. Наличие шарнирной конструкции стапель-кондуктора обеспечивает сборку носового и кормового блоков корпуса катеров в едином технологическом положении (на "ровном киле"), что снижает трудозатраты проверочных, раз-

меточных и пригоночных работ, увеличивая число применяемых деталей, узлов и секций, изготовленных "в чистый размер".

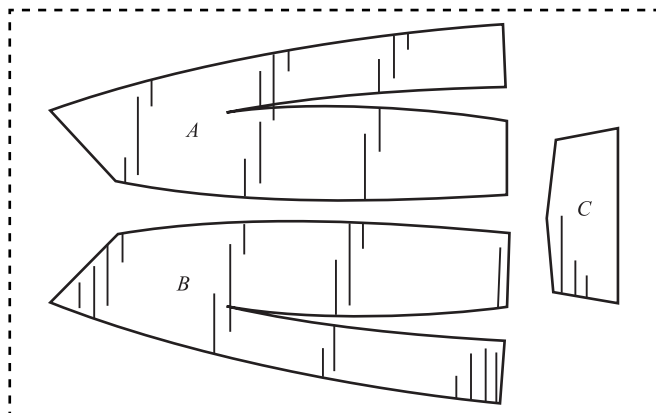
Перечисленные преимущества позволили на практике обеспечить повышение точности образования обводов блоков и собираемых корпусов катеров, а также снизить трудоемкость и сократить цикл сборки корпусов на 20...25 %. Наряду с этим существенно уменьшить материалоемкость и себестоимость применяемой оснастки.

Сборка корпусов катеров большого водоизмещения в описанном стапель-кондукторе начинается с укладывания листов наружной обшивки на лекала стационарной средней части и лекала шарнирно соединенных с ней поворотных частей кондуктора. Затем на выложенные указанным образом листы наружной обшивки устанавливают прижимные устройства, обеспечивающие стыкование кромок листов собираемой наружной обшивки. К местам штатного положения подают и устанавливают предварительно собранные ветви шпангоутов, которые поджимают к листам обшивки. Вначале соединения листов и ветвей шпангоутов скрепляют электроприхватками, а потом сваривают.

При постройке малых катеров такая технология сборки корпусов не применяется, потому что корпуса малых катеров, как правило, формируют каркасным способом, при котором первоначально в кондукторе собирают наборную часть корпуса катера, затем подгоняют и приваривают к собранной наборной решетке корпуса катера листы наружной обшивки.

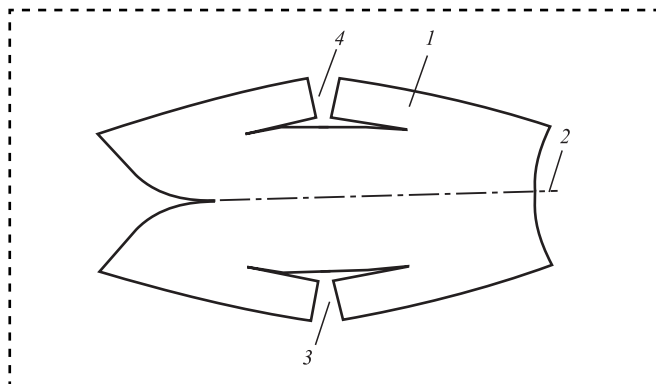
Один из примеров каркасной сборки корпусов малых катеров — способ, особенность которого заключается в том, что листовые заготовки наружной обшивки катеров раскраивают не отдельными деталями, а в виде единых модулей (рис. 2 и 3).

Для объемного формирования наружной обшивки корпуса катера плоские листовые модули изгибают либо в направлении, параллельном диаметральной плоскости корпуса строящегося катера, либо вдоль кромок вырезов в бортовой обшивке, получая днище и борта, а также транец корпуса малого катера с килеватым днищем или наружную обшивку корпуса малого катера, имеющую шаровые наружные обводы. Для уменьшения концентрации напряжений, которые могут возникнуть в местах предварительно образованных разрезов, в углах этих разрезов



**Рис. 2. Листовые модули бортов, днища и транца корпуса малого катера:**

*A* — правого борта и днища; *B* — левого борта и днища; *C* — транца

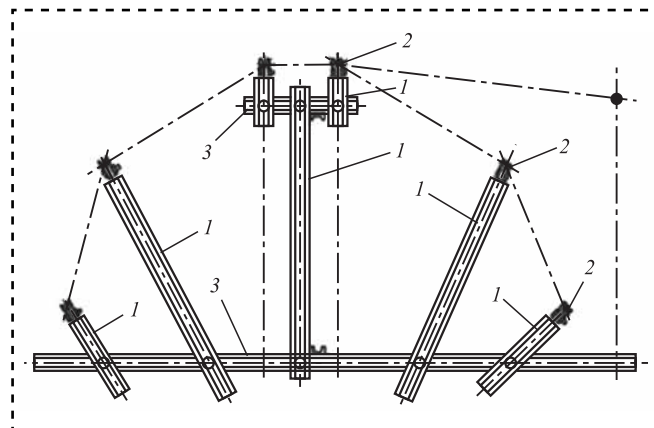


**Рис. 3. Плоский листовый модуль для формообразования корпуса малого катера:**

*1* — наружная обшивка корпуса; *2* — диаметральной плоскости корпуса; *3* и *4* — вырезы в бортовой обшивке корпуса

рассверливают круглые отверстия, которые после завершения процесса формообразования корпуса катера заделывают. В целях обеспечения необходимого качества и точности формируемого гибкой корпуса малого катера, процесс гибки осуществляют в специально разработанной и изготовленной оснастке.

В Швеции предложен способ формирования корпуса малых катеров, предусматривающий использование плоского листового модуля наружной обшивки с вырезами в диаметральной плоскости и бортах изготавливаемого корпуса малого катера (см. рис. 3). Листовой модуль перегибают в диаметральной плоскости и в районе предварительно образованных вырезов. Затем осуществляют сварку образовавшихся в процессе гибки соединений наружной обшивки, расположенных в районе форштевня и бортов сформированного корпуса малого катера.



**Рис. 4. Устройство для формирования корпуса малотоннажного катера:**

*1* — стойки; *2* — зажимы; *3* — направляющие

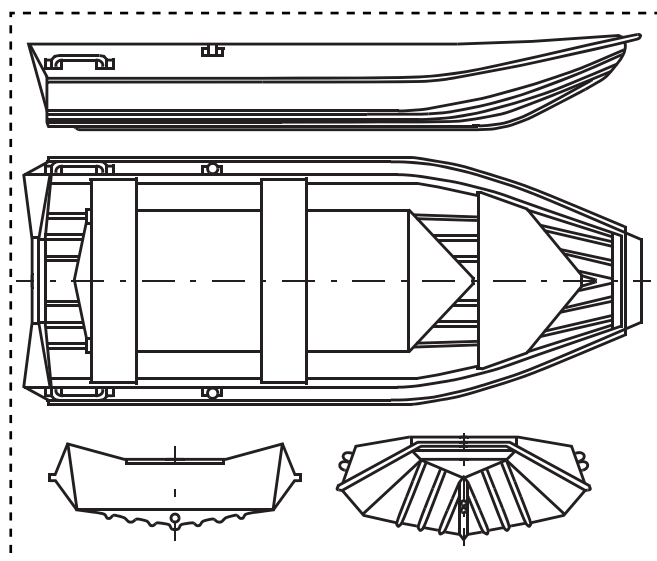
В Японии разработаны устройство и способ формирования корпусов малотоннажных катеров (рис. 4). Это устройство состоит из горизонтальных направляющих и выдвижных стоек. Стойки, изготовленные из профильного алюминиевого проката, прикреплены к направляющим так, что могут перемещаться вдоль них, изменять свою длину путем перемещения выдвижных элементов, изменять угол своего положения относительно вертикали. По концам стоек расположены зажимы.

Для формирования корпуса малотоннажного катера каждую стойку устройства устанавливают так, чтобы их концы образовывали в пространстве нужную форму (обводы) поверхности наружной обшивки малотоннажного катера. Затем на торцы концов установленных стоек накладывают деревянные рейки, которые закрепляют зажимами. В результате образуется каркас, на который укладывают листовую часть наружной обшивки, которую изгибают по форме каркаса, образуя тем самым корпус малотоннажного катера требуемой формы.

Описанная технология формирования корпусов малотоннажных катеров на основе применения листовых модулей имеет два существенных преимущества:

- сокращаются трудозатраты, связанные с необходимостью сборки наружной обшивки корпусов малотоннажных катеров из отдельных деталей, требующих подгонки стыкуемых кромок и индивидуальной гибки каждой детали;

- создается возможность исключения работ по предварительному изготовлению и установке на штатное место с приваркой заранее изготовленных профильных шпангоутных рамок,



**Рис. 5.** Малотоннажный катер с гофрировкой наружной обшивки корпуса

путем применения гофрированных модулей обшивки (рис. 5).

Использование алюминиевых сплавов для изготовления корпусов катеров, характеризующихся разнообразием конструктивных форм и типоразмеров листов, существенно сокращает трудоемкость сборки этих корпусов из деталей, изготовленных путем штамповки. Практика показывает, что холодная штамповка позволяет

получить различные взаимозаменяемые детали весьма сложной формы. В их число входят листовые детали либо изделия сложной объемной формы.

При изготовлении листовых деталей, являющихся элементами наружной обшивки, настилов палуб и полотнищ переборок, на механических и гидравлических прессах, а также на специализированном оборудовании могут выполняться разделительные (вырубка, пробивка, резка) и формообразующие (гибка, вытяжка, отбортовка, рельефная штамповка) операции (табл. 1).

Возможность применения при сборке корпусов катеров листовых деталей, изготовленных способом штамповки, позволяет существенным образом сократить объем сварочных работ, что исключает опасность теплового деформирования конструкций корпусов катеров, а также необходимость их правки.

В практике зарубежного судостроения для сборки корпусов катеров используют прессованные панели из алюминиевых сплавов, заменяющие традиционные части корпуса катеров с приварными ребрами жесткости.

На протяжении ряда лет прессованные алюминиевые изделия заменяют дерево на мачтах яхт, применяются в качестве оконных рам

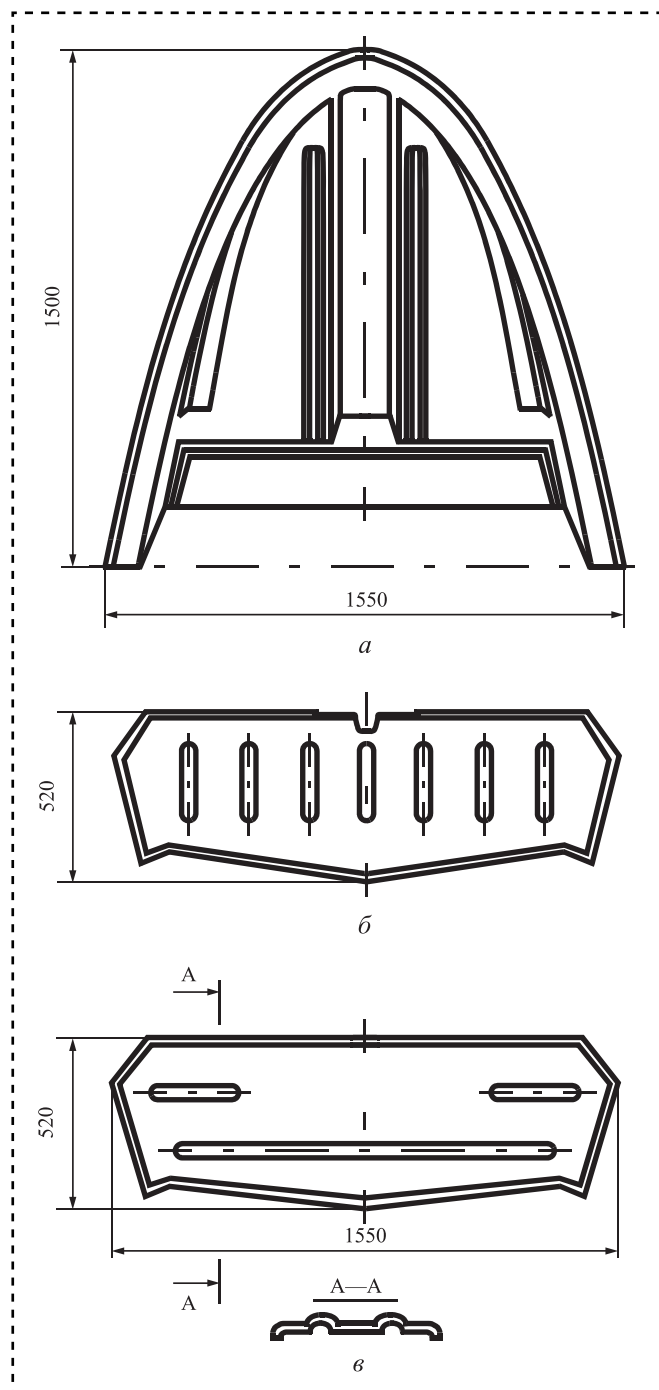
**Листовые детали корпусов катеров, изготовленные штамповкой**

Таблица 1

Операция		Штампованные изделия			
Тип	Наименование	Форма	Наименование	Размеры, мм, max	
				длина	толщина
Разделительные	Резка Вырезка	Плоские	Кница, ребра жесткости, планки, заделки	300	10
	Пробивка		Отверстия, пазы	200	
Формообразующие	Гибка	Пространственные незамкнутые конструкции	Детали наружной обшивки и набора	2000	8
	Обтяжка с растяжением		Листы наружной обшивки	7000	6
	Вытяжка	Пространственные с замкнутым контуром	Днища и крышки	1500	8
	Отбортовка отверстий		Детали набора	200	6
	Рельефная формовка	—	Углубления гофров	1000	4

в рубках и т.п. Прессованные элементы выпускают в виде уголков, тавров, трубчатых элементов и элементов сложного профиля.

Специальные профили для судостроения изготавливают горячей штамповкой — выдавливанием необходимого профиля. Для этого в процессе прессования заготовки из разогретого алюминиевого сплава протягивают, тол-



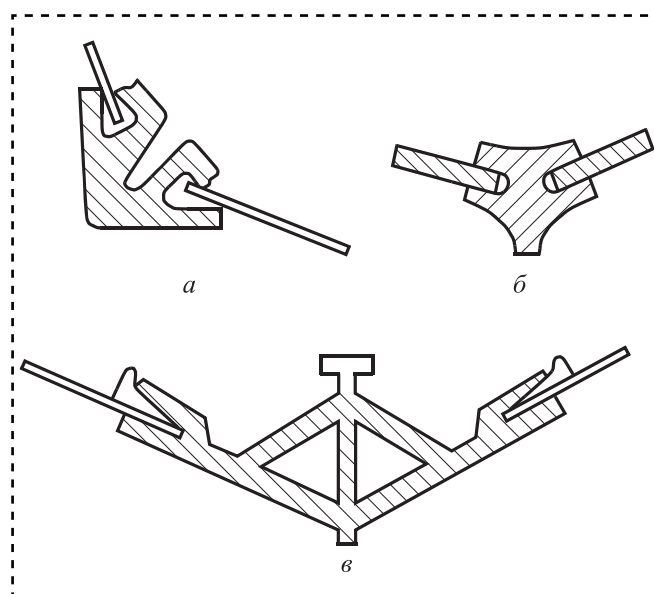
**Рис. 6. Конструкции корпуса малых катеров с гофрированными элементами жесткости:**  
*a* — палуба бака; *б* — поперечная переборка; *в* — транец

кая их через отверстия различного профиля. Скорость такого формообразования зависит от марки обрабатываемого алюминиевого сплава, размеров и сложности формы поперечного сечения изготавливаемого изделия.

Мировая практика постройки малотоннажных катеров с корпусами из алюминиевых сплавов свидетельствует о том, что поперечные переборки, части палуб, транцевые конструкции корпуса так же, как и наружная обшивка, изготавливаются с гофрированными ребрами жесткости (рис. 6).

На рис. 7 представлены варианты конструктивно-технологических решений, обеспечивающих исключение сварных соединений наружной обшивки собираемых корпусов катеров, путем применения специальных профилей из алюминиевых сплавов, изготовленных методом горячей штамповки. Соединения разработаны и использованы при сборке корпусов из алюминиевых сплавов, изготовленных в Польше и Германии.

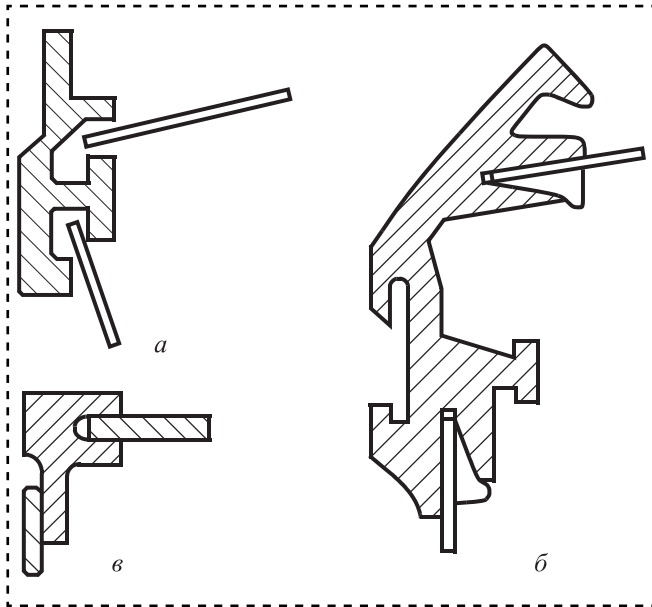
Кромки соединяемой наружной обшивки скрепляются друг с другом при помощи специализированных прессованных профилей. При этом возможно применение различных способов закрепления соединяемых кромок в используемых специализированных профилях.



**Рис. 7. Узлы соединения наружной обшивки корпусов из алюминиевых сплавов:**

*a* — бортовой и днищевой обшивки; *б, в* — днищевой обшивки с килем, представляющим монолитную конструкцию и конструкцию в форме тавровой балки





**Рис. 8. Способы соединения кромок наружной обшивки:**  
*a* — обжатием; *б* — на клиньях с применением герметизирующей массы; *в* — с применением клея или уплотнения герметиком с последующим механическим обжатием соединяемых кромок

К числу указанных способов крепления относят соединения (рис. 8):

- выполняемые обжатием;
- при помощи клиньев и герметизирующей массы;
- с применением клея или уплотнения герметиком с последующим обжатием соединяемых кромок механическим способом.

Сборка корпусов катеров описанным методом и обеспечение технологичности конструкций не требует изменения контроля герметичности, осуществляемого на всех стадиях сборки корпусов катеров.

Традиционно для контроля качества сборки корпусов катеров используют комплекс методов контроля герметичности, основанный на воздействии избыточного давления жидкости и газа: надув воздухом, смачивание керосином или жидкостями на его основе, обдув воздухом, поливание струей воды под напором, налив воды без напора, поливание рассеянной струей воды.

Наряду с традиционными методами контроля герметичности, предусматривающими использование избыточного давления жидкости и газа, применяют иной метод контроля герметичности, основанный на визуальной фиксации воздушных пузырьков, где образуются сквозные дефекты. Для выполнения такого контро-

ля герметичности используют малогабаритные вакуумные камеры, форма и размеры которых различны, чтобы они соответствовали профилю и протяженности контролируемых на герметичность частей корпуса строящихся катеров. При контроле герметичности на поверхность частей корпуса наносят пенообразующий состав, а затем на место контроля устанавливают используемые вакуумные камеры, после чего в этих камерах создают разрежение, необходимое для выявления сквозных дефектов.

Практикой судостроения определена эффективность использования для контроля герметичности корпусных конструкций полимерных пенообразующих составов, включающих растворенный в воде пенообразователь и антикоррозионные составляющие, также антисептик, желатиновый модификатор и быстросхватывающее вещество. Указанные составы предназначены для поверхностного нанесения на собранные части корпуса. После нанесения эти составы под воздействием сжатого воздуха, вытекающего через сквозные дефекты сварных соединений или через микронеплотности нахлесточных заклепочных соединений, отвердевают и сохраняясь в таком виде, фиксируют места и наличие указанных дефектов и неплотностей.

С учетом физических особенностей данных методов контроля герметичности и согласно установившейся практике и последовательности выполнения сборки корпусов катеров на стадии изготовления узлов и частей корпуса проводят только предварительный контроль герметичности, трудоемкость которого составляет не более одной пятой части общей трудоемкости всего комплекса контроля герметичности, связанного со сборкой всего корпуса строящегося катера. Остальной объем операций контроля герметичности собираемых корпусов катеров распределяется между работами, выполняемыми до спуска и после спуска корпуса готовых катеров на воду.

При указанном распределении объемов работ, обеспечивающих контроль герметичности собираемых частей корпусов катеров и самих корпусов катеров, собранных в единое целое, применение указанных выше методов контроля герметичности определяется их способностью осуществлять контроль герметичности в условиях обязательного наличия открытого или замкнутого контура контролируемого на герметичность элемента корпуса катера.



Таблица 2

## Распределение общего объема трудозатрат контроля герметичности в различные периоды сборки корпусов строящихся катеров

Метод контроля герметичности	Распределение удельных трудозатрат по стадиям контроля герметичности, %				В целом по всем периодам сборки корпуса катера, %
	Изготовление узлов и объемных частей корпуса	Полная сборка корпуса катера	Постройка катера		
			до спуска	после спуска	
Смачивание керосином и жидкостями на его основе	5,0	—	—	—	5,0
Обдув воздухом	10,0	10,0	—	—	20,0
Поливание струей воды под напором	1,5	0,5	0,5	0,5	3,0
Поливание рассеянной струей воды	0,5	—	0,5	—	1,0
Надув воздухом	3,0	18,9	8,0	4,0	33,0
Применение вакуумных камер	7,0	2,0	1,0	—	10,0
Использование полимерных составов	4,0	9,0	6,0	3,0	22,0
Налив воды под напором	—	3,0	1,5	—	4,0
Налив воды без напора	—	1,5	0,5	—	2,0
Всего	31,0	44,0	17,5	7,5	100,0

На стадии изготовления узлов и объемных незамкнутых частей корпуса катеров осуществляют контроль герметичности смачиванием керосином или жидкостями на его основе, обдувом сжатым воздухом из шланга, поливанием струей воды. На стадии сборки объемных замкнутых частей корпуса катеров и всего корпуса в целом герметичность контролируют путем

налива водой под давлением и надува сжатым воздухом, что позволяет использовать вакуумные камеры и специальные полимерные пенообразующие составы.

Такая технология контроля герметичности в процессе сборки корпусов катеров характеризуется распределением трудозатрат, представленным в табл. 2.



Е.Г. Кравченко, канд. техн. наук, В.В. Алтухова  
(Комсомольский-на-Амуре государственный университет)  
E-mail: ek74@list.ru, zhirn-vita@bk.ru

## Повышение точности контроля параметров шероховатости упрочненных поверхностей деталей машиностроения

*Проанализированы понятия точности оценки параметров шероховатости — неотъемлемой части контроля качества изделий. Измерения параметров шероховатости не позволяют получать их истинные значения. Для этого вместе с полученным результатом измерения необходимо указывать погрешность измерения. Исследована неопределенность, которая в отличие от погрешности, имеет прогрессирующий характер и применяется как оценка достоверности результатов измерений. При внедрении неопределенности измерения в поверку прибора для измерения шероховатости можно повысить точность измерения, и как следствие улучшить эксплуатационные показатели изделий. Основные положения предложенного исследования могут быть взяты за основу разработки метрологических рекомендаций для заводских лабораторий.*

*The concepts of the accuracy of evaluating the parameters of roughness, an integral part of quality control of products, are analyzed. Measurements of roughness parameters do not allow obtaining their true values. For this, along with the obtained measurement result, it is necessary to indicate the measurement error. Uncertainty is investigated, which, in contrast to the error, has a progressive nature and is used as an assessment of the reliability of measurement results. By introducing measurement uncertainty into the calibration of a device for measuring roughness, it is possible to increase the measurement accuracy, and as a result, improve the performance of products. The main provisions of the proposed study can be taken as the basis for the development of metrological recommendations for factory laboratories.*

**Ключевые слова:** изделия машиностроительного производства, параметры шероховатости, точность измерения, профилометр, неопределенность измерения.

**Keywords:** machine-building products, roughness parameters, measurement accuracy, profilometer, measurement uncertainty.

### Введение

Различные технологические процессы получения и упрочнения поверхностей оставляют на их поверхности различные неровности, образующие в целом шероховатость.

Шероховатость поверхности — это следствие технологической обработки поверхности материала. Для большинства поверхностей изделий машиностроения характерны следующие параметры: горизонтальный шаг неровностей — от 1 до 1000 мкм; высота — от 0,01 до 10 мкм.

Данная информация необходима конструкторам и технологам, чтобы правильно выбрать номенклатуру параметров и назначить их числовые значения, которые в дальнейшем должны быть обеспечены в процессе изготовления

и упрочнения поверхности. Таким образом, большинство стандартных параметров шероховатости поверхности описывают множество поверхностей и, следовательно, являются востребованными в производстве [9—10].

Шероховатость поверхности в значительной степени оказывает влияние на эксплуатационные параметры изделий машиностроения, поэтому повышение точности ее измерения в настоящее время считается одной из центральных задач современного машиностроения.

### Понятие "неопределенность измерения"

Новая концепция оценки точности измерений была определена в 1997 г. при разработке и опубликовании от имени семи международ-

ных организаций по стандартизации нового нормативного документа — "Руководство по выражению неопределенности измерения", регламентированного ГОСТ Р 54500.3.2—2013 [3].

Согласно терминам, приведенным в указанном стандарте [3], неопределенность измерений определяется как "...неотрицательный параметр, характеризующий рассеяние значений величины, приписываемых измеряемой величине на основании используемой информации".

Неопределенность измерения [2—5]:

— определяет степень доверия к результатам измерения;

— как и погрешность измерения, является количественной характеристикой точности;

— позволяет сравнивать результаты измерений физических величин между собой, а также с эталонными значениями.

Основные понятия в области неопределенности измерения широко представлены в литературных источниках [1—5]. Однако следует отметить разницу между терминами "погрешность измерения" и "неопределенность измерения":

— "погрешность измерения" применяется к истинному значению физической величины, которое неизвестно, а "неопределенность измерения" — к действительному значению, полученному экспериментальным путем и являющемуся результатом измерения;

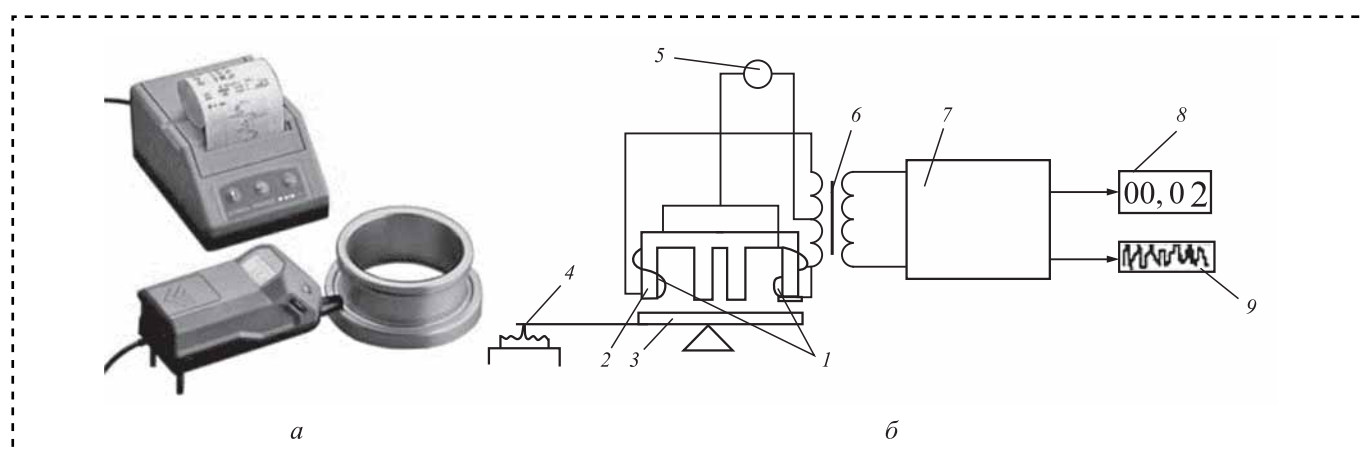
— "погрешность измерения" является мерой точности конкретного результата измерения, проведенного известным измерительным средством, а "неопределенность измерения" — это

степень сомнения в истинности результата измерения физической величины.

**Объектом исследования** был выбран профилометр Hommel Tester T500, применяемый в производственном процессе лабораторий линейно-угловых измерений большинства машиностроительных предприятий (рис. 1).

В состав магнитного блока датчика входит сердечник 2 с двумя катушками 1. Балансный мост, состоящий из катушки 1 и дифференциального входного трансформатора 6, питается от генератора звуковой частоты 5. В процессе ошупывания исследуемой поверхности датчик с алмазной иглой 4 перемещается, приводя в колебательное движение коромысло 3. При этом на выходе дифференциального трансформатора происходит пропорциональное изменение напряжения, как результат изменения зазора между сердечником и якорем. После усиления посредством электронного блока 7, напряжение интегрируется и выдается в виде некоторого усредненного параметра, который и является количественной характеристикой микронеровностей исследуемой поверхности. Полученная информация отображается на показывающем устройстве 8 или записывающем приборе 9, которые подключены к выходу электронного блока 7.

Основные параметры и технические характеристики профилометра Hommel Tester T500, служащие исходными данными для оценивания неопределенности измерения, представлены в табл. 1.



**Рис. 1. Общий вид (а) и схема (б) профилометра Hommel Tester T500:**

1 — катушки; 2 — сердечник; 3 — коромысло; 4 — алмазная игла; 5 — генератор звуковой частоты; 6 — трансформатор входной дифференциальный; 7 — блок электронный; 8 — показывающее устройство; 9 — записывающее устройство



Таблица 1  
Основные параметры профилометра Hommel Tester T500

Измеряемые параметры шероховатости [по ГОСТ 2789—73]	$Ra, Rz, Rmax, S, Sm, Tr$		
Класс точности	1		
Предел измерения:	Диапазон, мкм	Разрешение, нм	
	режим 1	+20...–20	10
режим 2	+20...–60	20	
	+ 40...–40	20	
Скорость перемещения шупа $v_t$ , мм/с	+40...–120	40	
	0,15	0,5	1,0
Длина трассы, мм:	1,25 1,5	4,0	12,5
		4,8	15
Отсечка шага $L_c$ , мм	0,25	0,8	2,5
Предел допускаемой основной погрешности (по параметру $Ra$ ), %	5		
Точность отображения значений, мм	0,001		

### Методика оценки неопределенности измерения

В основе существующих методов оценки неопределенности измерения, как и определения характеристик погрешности измерения, лежат положения теории вероятности и также аппарат математической статистики. Однако методы оценивания неопределенности измерения могут базироваться на различных законах распределения вероятностей случайных величин.

Рассмотрим основные этапы методики оценивания неопределенности измерения параметров шероховатости на профилометре Hommel Tester T500 [7, 8].

#### 1-й этап. Определение уравнения измерения

В теории неопределенности за уравнение измерения, опираясь на классический подход теории погрешностей, можно принять зависимость между измеряемой величиной и величинами, влияющими на результаты измерения:

$$Y = f(x_1, x_2, \dots, x_n, x_{n+1}, x_{n+2}, \dots, x_m),$$

где  $Y$  — величина выходная;

$x_1, x_2, x_n$  — величины входные;

$x_{n+1}, x_{n+2}, x_m$  — факторы (величины), влияющие на результат измерения.

#### 2-й этап. Оценка входной величины

Наилучшей оценкой входной величины является среднее арифметическое из ряда равноточных измерений, взятое при нормальном законе распределения вероятности:

$$\bar{X}_i = \frac{1}{n_i} \sum_{q=1}^{n_i} x_{iq},$$

где  $\bar{X}_i$  — входная величина,  $i = 1, \dots, m$ ;

$x_{iq}$  — очередное измерение.

#### 3-й этап. Определение стандартной неопределенности по типу A

Определение стандартной неопределенности по типу A проводят по формуле:

$$u_A(x_i) = \sqrt{\frac{1}{n_i(n_i-1)} \sum_{q=1}^{n_i} (x_{iq} - \bar{x}_i)^2},$$

где  $\bar{x}_i$  — оценка среднего арифметического значения от  $i$ -х входных величин.

#### 4-й этап. Определение стандартной неопределенности по типу B

Вычисление стандартной неопределенности по типу B основывается на следующей априорной информации:

- результаты предыдущих измерений величин;
- данные о приборе и сведения по поверке;
- сведения о предполагаемом вероятностном распределении значений величин;
- нормы точности измерений (указываются в технической документации на средство измерения);
- неопределенность используемых справочных данных и констант;
- сведения об источниках неопределенностей, влияющих на результат измерения.

Стандартная неопределенность по типу B в указанных границах определяется по формуле:

$$u_B(x_i) = \frac{b_{i+} - b_{i-}}{2\sqrt{3}},$$

где  $b_{i+}, b_{i-}$  — границы отклонения измеряемой величины от результата измерений (верхняя и нижняя соответственно).

Если границы симметричны  $b_i = b_{i+} - b_{i-}$ , неопределенность измерения вычисляют по формуле:

$$u_B(x_i) = \frac{b_i}{\sqrt{3}},$$

где  $b_i$  — симметричные границы отклонения.

**5-й этап. Оценка выходной величины**

Для вычисления выходной величины  $Y$  на входные величины —  $x_1, \dots, x_m$ , заблаговременно необходимо внести поправки — известные неопределенности, имеющие систематический характер.

Выходная величина (стандартная неопределенность):

— при некоррелированных оценках входных величин:

$$u_c(Y) = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i)}$$

— для коррелированных оценок входных величин:

$$u_c(Y) = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) + \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^m \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} r(x_i, x_j) u(x_i) u(x_j)}$$

где  $\frac{\partial f}{\partial x_i}, \frac{\partial f}{\partial x_j}$  — коэффициенты чувствительности входных величин ( $i$ -х и  $j$ -х соответственно) относительно выходной  $Y$ ;

$r(x_i, x_j)$  — коэффициент корреляции оценок входных величин;

$u(x_i), u(x_j)$  — стандартные неопределенности при оценке  $i$ -й и  $j$ -й входных величин соответственно.

**6-й этап. Оценка расширенной неопределенности**  
Оцениваем расширенную неопределенность:

$$U(Y) = ku(y),$$

где  $k$  — коэффициент охвата.

Число степеней свободы определяется по формуле Велча—Саттерстейта [5]:

$$v_{eff} = \frac{u_c^4}{\sum_{i=1}^m \left( \frac{\partial f}{\partial x} \right)^4 \frac{u^4(x_i)}{v_i}}$$

Коэффициент охвата:

$$k = t_p(v_{eff}),$$

где  $v_{eff}$  — эффективное число степеней свободы;

$v_i$  — число степеней свободы при вычислении неопределенности оценки  $i$ -й входной величины;  
 $t_p$  — коэффициент Стьюдента (для принятой доверительной вероятности  $P = 0,95$ ).

Число степеней свободы принимаем:

$v_i = n_i - 1$  — для оценки неопределенности (по типу  $A$ );

$v_i = \infty$  — для оценки неопределенности (по типу  $B$ ).

**7-й этап. Запись полного результата измерений**

При записи полного результата измерений необходимо указать результаты расчетов следующих параметров неопределенности:

- данных входных величин —  $u_i$ ;
- неопределенности суммарной —  $U_c$ ;
- неопределенности расширенной —  $U$ ;
- эффективного числа степеней свободы —

$v_{eff}$ ;

- коэффициента охвата —  $k$ .

Рассмотренный в исследовании подход для оценки неопределенности измерения принимает во внимание только те неопределенности, которые связаны с показаниями профилометра при учете мер шероховатости и отражающие совместное влияние всех отдельно взятых погрешностей.

### Алгоритм вычисления неопределенности измерения параметров шероховатости профилометром Hommel Tester T500

**1. Оценка отклонения профилометра на основе измерений по мере шероховатости**

Определяем параметры:

— точность параметра, присвоенного мере шероховатости при калибровке;

— средние арифметические значения результатов 25 измерений параметра шероховатости при контроле профилометра по мере шероховатости;

— отклонение профилометра следует учитывать при оценке неопределенности измерения каждым из рассмотренных ниже методов.

По типу  $A$  вычисляем неопределенность измерений, учитывающую систематическое отклонение профилометра двумя различными способами.

Расчет неопределенности измерения по типу  $B$  позволяет находить значение неопределенности без учета систематического отклонения.



## 2. Неопределенность по типу A

Стандартная неопределенность шероховатости по типу A, обусловленная источниками неопределенности, имеющими случайный характер:

$$u_A(Ra) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (Ra_i - \overline{Ra})^2}{n(n-1)}},$$

где  $Ra_i$  — очередное измерение;

$\overline{Ra}$  — среднее арифметическое отклонение профиля;

$n$  — число измерений.

## 3. Неопределенность по типу B

Неопределенность измерений по типу B вычисляем для симметричных границ:

$$u_B(Ra) = \frac{b_i}{\sqrt{3}},$$

где  $b_i$  — границы отклонения измеряемой величины.

## 4. Оценка суммарной и расширенной неопределенности

Суммарная стандартная неопределенность:

$$u_c(Ra) = \sqrt{u_A^2(Ra) + u_B^2(Ra)}.$$

Расширенная неопределенность:

$$U(Ra) = k u_c(Ra),$$

где  $k$  — коэффициент охвата,  $k = 2$  при нормальном распределении  $P = 0,95$ .

### Характеристики меры шероховатости

Параметр	$Ra$
Фильтр	Гауссовский
Действительное значение, мкм	3,03
Расширенная неопределенность измерений, мкм	0,03

### Параметры анализа меры шероховатости

Отсечка шага $l_s$ , мм	0,25
Отсечка шага $l_s$ , мм	0,0025

### Параметры шероховатости мер шероховатости (фильтр Гаусса)

$Ra$ , мкм	3,00; 3,02; 3,02; 3,02; 3,03; 3,04; 3,03; 3,05; 3,05; 3,04
Среднее значение параметра $Ra$ , мкм	3,03
Среднее квадратическое отклонение, мкм	0,015 (0,49 %)

Неопределенность по типу A:

$$u_A(Ra) = 0,0005 \text{ мкм.}$$

Неопределенность по типу B:

$$u_B(Ra) = 0,013 \text{ мкм.}$$

Суммарная неопределенность:

$$u_c(Ra) = 0,014 \text{ мкм.}$$

Расширенная неопределенность:

$$U(Ra) = 0,028 \text{ мкм.}$$

Данные меры могут быть использованы в качестве эталона 1-го разряда в соответствии с поверочной схемой ГОСТ 8.296—2015.

### Результаты измерения профилометром Hommel Tester T500

$Ra$ , мкм	3,03; 3,01; 2,98; 2,95; 2,93; 2,85; 2,96; 3,01; 3,01; 3,02; 2,95; 2,94; 3,03; 3,01; 2,98; 2,95; 2,93; 2,85; 2,96; 3,01; 3,01; 3,02; 2,95; 2,95; 2,95
------------	--

Среднее значение параметра

$$Ra, \text{ мкм} \dots\dots\dots 2,97$$

Среднее квадратическое отклонение:

$$S, \text{ мкм} \dots\dots\dots 0,05$$

$$S_{\text{отн}}, \% \dots\dots\dots 1,68$$

Оцениваем стандартное отклонение  $S$  полученных параметров по формулам:

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (Ra_i - \overline{Ra})^2}{n-1}} = 0,05 \text{ мкм};$$

$$S_{\text{отн}} = \frac{S}{R} 100 = 1,68 \text{ \%}.$$

Определяем средние из измеренных значений параметров  $\overline{Ra}$  и отклонения этих средних от значений, указанных в сертификате на образцовую меру  $Ra_{\text{ат}}$  для каждого из параметров:

$$\delta_{\text{сист}} = \frac{Ra_{\text{ат}} - \overline{Ra}}{Ra_{\text{ат}}} 100 \text{ \%};$$

$$\delta_{\text{сист}} = 1,98 \text{ \%}.$$

Неопределенность по типу A:

$$u_A(Ra) = 0,01 \text{ мкм.}$$

Неопределенность по типу B:

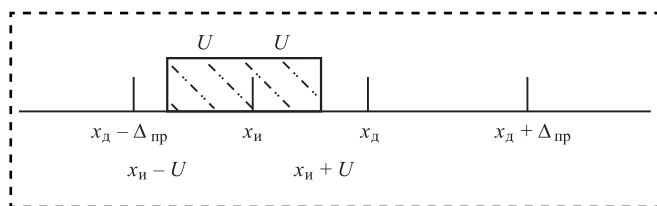
$$u_B(Ra) = 0,03 \text{ мкм.}$$

Суммарная неопределенность:

$$u_c(Ra) = 0,03 \text{ мкм.}$$

Расширенная неопределенность:

$$U(Ra) = 0,06 \text{ мкм.}$$



**Рис. 2. Схема учета неопределенности при поверке средства измерения:**

$x_d$  — действительное значение (эталоны),  $x_d = 3,03$ ;  $x_и$  — измеряемое показание профилометра (номинальное значение),  $x_и = 2,97$ ;  $U$  — расширенная неопределенность;  $\Delta_{пр}$  — пределы допускаемой погрешности профилометра по параметру  $Ra$  (из паспорта на средство измерения)

Смысл учета неопределенности при измерении параметров шероховатости поясняется схемой на рис. 2.

Условия годности прибора по характеристикам точности измерения представлены в табл. 2.

По данным результатам поверки профилометра Hommel Tester T500 с учетом неопределенности измерений можно сделать вывод, что данное средство измерения может быть признано как соответствующее установленным метрологическим требованиям точности и быть пригодным к применению в сфере государственного регулирования обеспечения единства измерений.

Таблица 2

**Условия годности прибора по характеристикам точности измерения**

Формула	Результат
$\left. \begin{array}{l} S \text{ и (или) } S_{отн} \\ \frac{\delta_{сист}}{100 \%} \end{array} \right\} \leq \Delta_{пр}$	$\left. \begin{array}{l} 0,05 \\ 0,02 \end{array} \right\} \leq 0,15$
$U \leq 1/3\Delta_{пр} \text{ — пренебрегаем}$	$0,06 \leq 0,05 \text{ — не пренебрегаем}$
$S \leq \sqrt{(\Delta_{пр}^2 - U^2)}$	$0,05 \leq 0,14$
Примечания: 1. Если расширенная неопределенность измерений $U$ не превышает $1/3$ пределов допускаемой погрешности $\Delta_{пр}$ средства измерения, то ею пренебрегают. 2. Если погрешность средства измерения $S$ не превышает квадратного корня из разности квадратов нормы погрешности $\Delta_{пр}$ и расширенной неопределенности $U$ измерения при поверке, то средство измерения считается годным.	

## Заключение

Анализ неопределенности измерений является полезным инструментом, направленным на выявление источников ошибок при измерениях. Разработанная методика оценки точности измерения профилометром Hommel Tester T500 с учетом неопределенности измерений была внедрена в производственный процесс лаборатории линейно-угловых измерений Филиала ПАО "Компания "Сухой" "Комсомольский-на-Амуре авиационный завод имени Ю.А. Гагарина". Основные положения предложенной методики оценки неопределенности измерения могут быть положены в основу разработки метрологических рекомендаций для лабораторий, которые должны оценивать точность измерений основных параметров шероховатости изделий машиностроения.

## Библиографический список

- ГОСТ 19300—86. Приборы для измерения шероховатости поверхности профильным методом. Технические требования. М.: ИПК Издательство стандартов, 1996. 7 с.
- Ефремов Н.Ю. Оценка неопределенности в измерениях. Минск: БелГИМ, 2003. 50 с.
- Оценка неопределенности измерений: учеб. пособие / О.Ш. Хакимов, В.Б. Латипов. Ташкент: НИИСМС, 2008. 110 с.
- Кравченко Е.Г., Холошак К.М. Разработка измерительной системы для контроля шероховатости // Молодежь и наука: актуальные проблемы фундаментальных и прикладных исследований. Материалы III Всероссийской национальной научной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. Комсомольск-на-Амуре, 2020. С. 162—164.
- Кравченко Е.Г., Серёдкина Е.А. Разработка методики поверки профилометра HOMMEL TESTER T500 // Молодежь и наука: актуальные проблемы фундаментальных и прикладных исследований. Материалы II Всероссийской национальной научной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. Комсомольск-на-Амуре, 2019. С. 195—197.
- Кравченко Е.Г., Серёдкина Е.А. Анализ методик поверки профилометра с учетом неопределенности измерений // Научно-техническое творчество аспирантов и студентов. Материалы всероссийской научно-технической конференции студентов и аспирантов. Комсомольск-на-Амуре, 2018. С. 154—156.
- Отряскина Т.А., Кравченко Е.Г. Исследование термодинамических процессов при стружкообразовании // Ученые записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. Науки о природе и технике. 2020. № VII-1 (47). С. 85—89.
- Саблин П.А., Щетинин В.С. Высота микронеровностей и параметры шероховатости — комплексная оценка качества обработанной поверхности // Ученые записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. Науки о природе и технике. 2020. № VII-1 (47). С. 90—94.



**М.Ш. Мигранов**, д-р техн. наук, **А.М. Мигранов**  
(Уфимский государственный авиационный технический университет)  
E-mail: migmars@mail.ru, migranov\_art\_1993@inbox.ru

## Исследование интенсивности износа режущего инструмента с адаптирующимися покрытиями

*Рассмотрено совершенствование режущих инструментов путем применения инструментальных материалов и износостойких покрытий, которые с учетом условий резания позволяют повысить износостойкость инструмента за счет образования вторичных структур при трении в зоне резания. На основе термодинамики неравновесных процессов разработана модель, позволяющая прогнозировать износостойкость и другие триботехнические параметры тяжело нагруженных высокотемпературных сопряжений.*

*The improvement of cutting tools through the use of tool materials and wear-resistant coatings, which, taking into account the cutting conditions, allow to increase the wear resistance of the tool due to the formation of secondary structures during friction in the cutting zone is considered. On the basis of thermodynamics of nonequilibrium processes the model has been developed, allowing to predict wear resistance and others tribotechnical parameters hardloaded high-temperature interfaces.*

**Ключевые слова:** трибосистема, вторичные структуры, адаптация, энтропия, энергия диссипации, термодинамическая сила, неспонтанные химические реакции.

**Keywords:** tribosystem, secondary structures, adaptation, entropy, dissipation energy, thermodynamic force, not spontaneous chemical reactions.

### Введение

В системе мероприятий по совершенствованию процесса резания наиболее слабым звеном является режущий инструмент, существенно сдерживающий производительность обработки при наличии современных мехатронных систем, оснащенных высокоскоростным оборудованием с дорогостоящим микропроцессорным управлением (ЧПУ и АдСУ).

Основные явления при трении концентрируются в тонком приповерхностном слое [1, 2]. Представляют научный и практический интерес термодинамические аспекты состояния этого слоя и связь изнашивания с этим состоянием. В работе [3] показано, что любую трибосистему следует рассматривать как открытую неравновесную термодинамическую систему. В работах [4–6] сформулирован принцип вторичной диссипативной гетерогенности, согласно которому в процессе трения происходят явления структурной приспособляемости (адаптации)

контактирующих материалов, при которых все виды взаимодействия тел локализуются в тонкопленочном объекте — вторичных структурах (ВС). В соответствии с этим принципом ВС необходимы для рассеяния энергии при ее переходе из зоны трения в трущиеся тела, причем рассеяние энергии должно происходить с наименьшей скоростью прироста энтропии. Вторичные структуры выполняют защитные функции, ограничивая распространение взаимодействия внутри трущихся тел и снижая интенсивность этого взаимодействия, поэтому их появление соответствует принципу Ле Шателье [3, 5].

### Теоретико-экспериментальная гипотеза

Изменение энтропии любой термодинамической системы [7]:

$$dS = d_e S + d_r S, \quad (1)$$

где  $d_e S$  — изменение энтропии, обусловленное обменом веществом и энергией с внешней средой;

$d_i S$  — изменение энтропии, обусловленное "некомпенсированным преобразованием", т.е. эта энтропия произведена необратимыми процессами внутри системы.

В равновесном стационарном состоянии изменение энтропии по времени  $t$  равно нулю:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{d_i S}{dt} + \frac{d_e S}{dt} = 0 \quad (2)$$

и при этом  $\frac{d_i S}{dt} > 0$ , тогда  $\frac{d_e S}{dt} < 0$ .

В термодинамике необратимых процессов важную роль играет диссипативная составляющая  $\frac{d_i S}{dt}$ , описывающая производство энтропии за счет внутренних источников в системе

$$\frac{d_i S}{dt} = \sum J_k X_k, \quad (3)$$

где  $X_k$  — обобщенная сила;

$J_k$  — вызванный ею обобщенный поток [7, 8].

При разработке принципов рационального выбора и применения износостойких инструментальных материалов рассмотрим трибосистему "инструмент — обрабатываемый материал". Во вторичных структурах этой трибосистемы проходят следующие основные термодинамические потоки: поток тепла, поток вещества, поток физико-химических превращений и поток дополнительных воздействий (применение СОЖ, нестационарность режимов резания и т.п.).

Представим систему, состоящую из трущегося тела и источников энергии в зоне трения. Считаем, что источники энергии не имеют массы и поэтому не обладают энтропией.

Рассмотрим изменение производства энтропии одного из контактирующих тел — режущего инструмента — при резании металлов. Вначале предположим, что ВС трущихся поверхностей инструмента проходят только два термодинамических потока: поток теплоты и поток вещества. Тогда изменение производства энтропии ВС со временем в рассматриваемой системе (без учета взаимосвязи потоков между собой) равно:

$$\frac{d_i S}{dt} = \frac{dS_q}{dt} + \frac{dS_m}{dt}, \quad (4)$$

где  $\frac{dS_q}{dt}$  — изменение производства энтропии теплового потока:

$$\frac{dS_q}{dt} = J_q X_q, \quad (5)$$

где  $J_q$  — поток теплоты, по закону переноса теплоты Био—Фурье  $J_q = -\lambda \text{grad } T$ ;

$X_q = (\text{grad } T)/T^2$  — термодинамическая сила, вызывающая поток теплоты;

$T$  — температура,

$\lambda$  — теплопроводность.

Принимаем, что лишь некоторая часть  $X$  механической энергии трения рассеивается потоком теплоты:

$$J_q = f_m p_r v X; \quad X < 1, \quad (6)$$

где  $f_m$  — коэффициент трения;

$p_r$  — удельная нормальная нагрузка;

$v$  — скорость резания-скольжения.

После соответствующих подстановок и преобразований выражение (5) примет вид

$$\frac{dS_q}{dt} = \frac{(f_m p_r v X)^2}{\lambda T^2}. \quad (7)$$

Изменение энтропии потока вещества в ВС равно:

$$\frac{dS_m}{dt} = J_m X_m, \quad (8)$$

где  $J_m$  — поток вещества, по закону переноса вещества Фика  $J_m = m_e - D \text{grad } C$ ;

$X_m$  — термодинамическая сила, вызывающая поток вещества,  $X_m = (\text{grad } C)/T$ ;

$C$  — концентрация вещества;

$D$  — коэффициент диффузии.

Принимаем, что некоторая часть  $Y$  общего производства энтропии при трении расходуется на формирование потока вещества:

$$J_m = f_m p_r v Y, \quad Y < 1. \quad (9)$$

Тогда выражение (8) примет вид

$$\frac{dS_m}{dt} = f_m p_r v Y \frac{m_e}{DT}. \quad (10)$$

После подстановки выражений (8), (10) в формулу (4) получим:

$$\frac{d_i S}{dt} = \frac{(f_m p_r v X)^2}{\lambda T^2} + f_m p_r v Y \frac{m_e}{DT}. \quad (11)$$

Согласно теореме И. Пригожина изменение производства энтропии со временем в систе-



ме в стационарном состоянии минимально и устойчиво в определенных пределах изменения параметров [7, 8].

Дифференцируя выражение (11) по скорости резания  $v$  (скорости скольжения) — как независимой переменной рассматриваемой трибологической системы — и приравнивая результат к нулю, получим условие стационарности этой системы:

$$\frac{2f_m^2 p_r^2 v X^2}{\lambda_{cp} T} - \left| Y \frac{m_e}{D_{cp}} \right| = 0. \quad (12)$$

Знак перед вторым членом принят отрицательным, так как из условия аддитивности он пропорционален интенсивности изнашивания материала трущегося тела, а частицы износа удаляются из трибосистемы со своим содержанием энтропии [7].

Из выражения (12) можно определить поток вещества:

$$m_e = \frac{2f_m^2 p_r^2 v X^2 D_{cp}}{\lambda_{cp} T Y}. \quad (13)$$

В выражениях (12), (13) введены средние значения теплопроводности  $\lambda_{cp}$  и коэффициента диффузии  $D_{cp}$  во вторичных структурах в предположении независимости их от скорости резания.

Интенсивность изнашивания режущего инструмента связана с потоком вещества  $m_e$ , который обуславливается градиентом концентрации вещества. И только при износе (удалении насыщенных слоев) возможно продолжение потока вещества, так как снова появляется градиент его концентрации. Тогда линейная интенсивность изнашивания  $I_h$  и поток вещества  $m_e$  могут быть связаны соотношением:

$$I_h = \frac{k m_e}{\rho v}, \quad (14)$$

где  $k$  — коэффициент пропорциональности;  
 $\rho$  — плотность вещества изношенных частиц.

Коэффициент трения на задней поверхности режущих инструментов в основном определяется адгезионной составляющей коэффициента трения [9]:

$$f_m = \frac{\tau_{nm}}{p_{rn}}, \quad (15)$$

где  $\tau_{nm}$  — прочность адгезионных связей на срез;  
 $p_{rn}$  — предельное нормальное напряжение на пластическом контакте.

Именно такой контакт имеет место на задней поверхности режущих инструментов, т.е. в выражении (13)  $p_r = p_{rn}$ . Тогда выражение (15) можно представить в виде:

$$I_h = \frac{2X^2 k \tau_{nm}^2 D_{cp}}{Y \lambda_{cp} T \rho}. \quad (16)$$

Из выражения (16) видно, что интенсивность изнашивания инструментов по задней поверхности в значительной мере определяется температурными зависимостями  $\tau_{nm}(T)$ .

Формула (16) является аналитическим выражением интенсивности изнашивания режущих инструментов, которое получено из условия устойчивости стационарного состояния с минимальным производством энтропии на фрикционном контакте "инструмент — обрабатываемый материал".

Из выражения (16) следует, что в условиях, когда влияние физико-химических превращений в ВС фрикционного контакта является несущественным, его можно не принимать во внимание:

$$C = \frac{I_h T}{\tau_{nm}^2} = \frac{2X^2 k D_{cp}}{Y \lambda_{cp} \rho}. \quad (17)$$

Согласно выражению (17) величина  $C$  не должна изменяться с повышением температуры  $T$ .

### Результаты исследований

Провели экспериментальные исследования зависимости  $C$  от температуры резания, изменяющейся за счет изменения скорости резания (табл. 1—3). Для каждого состояния трибосистемы "инструмент — обрабатываемый материал" повышение температуры  $T$  в исследованном диапазоне до некоторой величины, названной как характерная  $T_{хар}$ , практически не изменяет  $C$ . Эта температура в работе [10] названа оптимальной температурой резания, так как при этой температуре интенсивность изнашивания режущего инструмента минимальна.

Это свидетельствует: во-первых, о том, что до температур  $T_{хар}$  физико-химические превращения на фрикционном контакте не могут играть определяющей роли в формировании потока вещества и изнашивании инструмента (возможно в связи с тем, что именно до этих температур рассматриваемые превращения практически

Таблица 1

Точение сплава ХН70ВМТЮБ резцом ВК6М;  
 скорость резания  $v = 15...65$  м/мин;  
 глубина резания  $t = 0,5$  мм; подача  $S = 0,08$  мм/об

Температура резания $T$ , К	$\tau_{nm}$ , МПа	$I_h \cdot 10^7$	$\frac{C \cdot 10^{10}}{K / (\text{МПа})^2}$
873	620	1,1	2,5
923	540	0,9	2,8
973	500	0,8	2,9
1073	380	2	15
1173	220	4	96

Таблица 2

Фрезерование стали 30ХГСА (35...38 HRC) однозубой торцевой фрезой Т15К6; скорость резания  $v = 40...120$  м/мин; глубина резания  $t = 0,5$  мм; подача на зуб  $S_z = 0,1$  мм/об

Температура резания $T$ , К	$\tau_{nm}$ , МПа	$I_h \cdot 10^5$	$\frac{C \cdot 10^8}{K / (\text{МПа})^2}$
923	600	1,3	3,5
993	350	0,53	4,2
1023	300	0,45	4,8
1053	280	1,0	13
1093	210	1,32	33

Таблица 3

Точение сплава ХН70ВМТЮБ резцом Р18Ф2К8М;  
 скорость резания  $v = 3...10$  м/мин; глубина резания  $t = 0,5$  мм;  
 подача  $S = 0,12$  мм/об

Температура резания $T$ , К	$\tau_{nm}$ , МПа	$I_h \cdot 10^7$	$\frac{C \cdot 10^{10}}{K / (\text{МПа})^2}$
593	780	1,1	1,1
693	740	0,9	1,1
763	640	0,7	1,3
783	620	1,8	3,7
813	600	4,8	10,8

отсутствуют); во-вторых, соответствие интенсивности изнашивания режущих инструментов (по меньшей мере до температур  $T_{хар}$ ) выражению (10) показывает, что состояние ВС на фрикционном контакте "инструмент — обрабатываемый материал" может рассматриваться как стационарное с минимальным производством энтропии, устойчивое по отношению к изменению скорости (температуры) резания; в-третьих, при температурах  $T_{хар}$  и выше, очевидно, устанавливаются новые связи между элементами системы (потоком веще-

ства и температурой), которые можно объяснить появлением новой структуры, способствующей упорядочению системы.

Такие результаты получены для существенно различных условий резания металлов: точение и фрезерование; твердосплавные и быстрорежущие инструментальные материалы; жаропрочные сплавы и конструкционные стали как обрабатываемые материалы.

Если механическая энергия трения является единственным источником изменения производства энтропии, термодинамическая система не теряет устойчивости [11]. Для возможности прохождения самоорганизации необходимо более одного независимого источника диссипации энергии. Ими могут быть несамопроизвольные химические реакции, инициируемые трением [12, 13]. Следовательно, при температурах резания  $T_{хар}$  и выше на фрикционном контакте появляются новые источники диссипации энергии — несамопроизвольные химические реакции, инициируемые трением, с избыточным производством энтропии, часть которой может стать отрицательной величиной (в зависимости от вида происходящих химических реакций).

Тогда изменение производства энтропии ВС со временем в трибосистеме с учетом физико-химических превращений равно:

$$\frac{d_i S}{dt} = \frac{dS_q}{dt} + \frac{dS_m}{dt} + \frac{dS_\Phi}{dt}, \quad (18)$$

где  $\frac{dS_\Phi}{dt}$  — изменение со временем энтропии потока физико-химических превращений в ВС [8]:

$$\frac{dS_\Phi}{dt} = J_x X_x, \quad (19)$$

где  $J_x$  — скорость химических реакций;

$X_x$  — термодинамическая сила, вызывающая химические реакции,  $X_x = A/T$ ;

$A$  — химическое средство.

Согласно исследованиям [14] вблизи термодинамического равновесия скорость химической реакции и химическое средство связаны соотношением:

$$v_x = L_{11} RT \left( \exp \frac{A}{RT} - 1 \right), \quad (20)$$

где  $L_{11}$  — коэффициент сопряженных взаимодействий;



$R$  — газовая постоянная.

Разложив  $\left(\exp \frac{A}{RT}\right)$  в ряд и отбросив члены второй и далее степеней малости, получим:

$$v_x \approx L_{11}A. \quad (21)$$

Примем, что некоторая часть  $Z$  механической энергии трения расходуется на физико-химические превращения в ВС:

$$J_x = f_m p_r v Z \quad (Z = 1 - X - Y). \quad (22)$$

Тогда выражение (19) примет вид

$$\frac{dS_\Phi}{dt} = f_m p_r v Z \frac{v_x}{L_{11}T}. \quad (23)$$

После подстановки выражений (11) и (23) в формулу (18) получим

$$\frac{d_i S}{dt} = \frac{(f_m p_r v X)^2}{\lambda T^2} - \left| f_m p_r v Y \frac{m_e}{DT} \right| \pm \left| f_m p_r v Z \frac{v_x}{L_{11}T} \right|. \quad (24)$$

Если во вторичных структурах трибосистемы "инструмент — обрабатываемый материал" проходят в общем случае термодинамические потоки теплоты, вещества, физико-химических превращений и дополнительных воздействий, то изменение производства ВС со временем будет равно

$$\frac{d_i S}{dt} = \frac{(f_m p_r v X)^2}{\lambda T^2} - \left| f_m p_r v Y \frac{m_e}{DT} \right| \pm \left| f_m p_r v Z \frac{v_x}{L_{11}T} \right| + J_B X_B, \quad (25)$$

где  $J_B$  — поток дополнительных воздействий;

$X_B$  — термодинамическая сила, вызывающая поток дополнительных воздействий.

Конкретизация величин  $J_B$  и  $X_B$  зависит от вида применяемых дополнительных воздействий. Эта составляющая производства энтропии в общем случае не зависит от характеристик трения на фрикционном контакте.

Поэтому для прогнозируемой адаптации поверхностей трения и снижения интенсивности изнашивания необходимо применять инструментальные материалы и износостойкие покрытия, содержащие химические элементы

и соединения, способные в определенных условиях вступать в химическое взаимодействие с обрабатываемым материалом и с окружающей средой, создавать неравновесные вторичные структуры с отрицательным производством энтропии. Дополнительные воздействия на зону резания (применение СОЖ, нестационарность элементов режима резания и т.п.) способствуют этому.

Таким образом, представленные экспериментальные результаты подтвердили прохождение самоорганизации при температурах резания  $T_{хар}$  и выше и образование на фрикционном контакте "инструмент — обрабатываемый материал" неравновесных диссипативных структур.

### Библиографический список

1. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 525 с.
2. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. Киев: Техника, 1970. 395 с.
3. Бершадский Л.И. Структурная термодинамика трибосистем. Киев: Знание, 1990. 253 с.
4. Костецкий Б.И., Носовский М.Г., Бершадский Л.И. Поверхностная прочность материалов при трении. Киев: Техника, 1976. 26 с.
5. Гершман И.С., Буше Н.А. Реализация диссипативной самоорганизации поверхностей трения в трибосистемах // Трение и износ. 1995. Т. 16. № 1. С. 61—70.
6. Иванова В.С., Буше Н.А., Гершман И.С. Структурная приспособляемость при трении как процесс самоорганизации // Трение и износ. 1997. Т. 18. № 1. С. 74—79.
7. Мигранов М.Ш. Повышение износостойкости инструментов на основе интенсификации процессов адаптации поверхностей трения при резании металлов. Уфа: Издательство "Гилем" АН РБ, 2011. 212 с.
8. Пригожин И., Кондипуди Д. Современная термодинамика. М.: Мир, 2002. 461 с.
9. Шустер Л.Ш. Адгезионное взаимодействие режущего инструмента с обрабатываемым материалом. М.: Машиностроение, 1988. 96 с.
10. Макаров А.Д. Оптимизация процессов резания металлов. М.: Машиностроение, 1976. 278 с.
11. Гершман И.С. Разработка износостойких материалов с помощью методов неравновесной термодинамики на примере скользящих контактов: дис. ... д-ра техн. наук. М.: ВНИИЖТ.
12. Хайнике Г. Трибохимия. М.: Мир, 1987. 582 с.
13. Булгаревич С.Б. Термодинамические характеристики несамопроизвольных химических реакций, инициируемых трением // Сб. трудов 3-го Междунар. семинара "Контактное взаимодействие и сухое трение". М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. С. 60—67.
14. Мигранов М.Ш. Термодинамическая модель изнашивания режущего инструмента в условиях нестационарности // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2015. № 5. С. 23—26.

М.П. Шишкарев, д-р техн. наук

(Донской государственной технической университет, г. Ростов-на-Дону)

E-mail: shishkarevm@mail.ru

## Оптимизация показателей модифицированной адаптивной фрикционной муфты второго поколения

*Введен критерий оценки эффективности увеличения коэффициента усиления адаптивной фрикционной муфты в виде коэффициента соответствия, который позволяет установить с учетом применения муфты в приводе машины оптимальный коэффициент точности и соответствующий ему коэффициент усиления. Показано, что если масса элементов защищаемой части привода превышает массу муфты при ее исходной минимальной точности срабатывания, по меньшей мере в 1,5...2 раза, то минимальное значение совокупной общей массы защищаемой части соответствует максимальной точности срабатывания муфты.*

*A criterion for evaluating the effectiveness of increasing the gain of an adaptive friction clutch in the form of a coefficient of compliance, which allows you to set, taking into account the use of the clutch in the drive of the machine, the optimal value of the accuracy coefficient and the corresponding value of the gain. It is shown that if the mass of the elements of the protected part of the drive exceeds the mass of the coupling at its initial minimum response accuracy by at least 1.5...2 times, then the minimum value of the total mass of the protected part corresponds to the maximum response accuracy of the coupling.*

**Ключевые слова:** адаптивная фрикционная муфта, модифицированная, коэффициент соответствия, коэффициент усиления, точность срабатывания.

**Keywords:** adaptive friction coupling, modified, coefficient of compliance, gain, response accuracy.

### Введение

Адаптивный фрикционный контакт (АФК) твердых тел содержит две фрикционные группы, каждая из которых охвачена автономной отрицательной обратной связью, возбуждаемой двумя управляющими устройствами (УУ) [1, 2]. Указанный АФМ применяется в конструкции адаптивной фрикционной муфты (АФМ), что позволяет достичь высокой точности срабатывания, близкой к точности срабатывания так называемой "идеальной" АФМ, предельный вращающий момент которой не зависит от коэффициента трения [3].

Отмеченная АФМ представляет собой модифицированный вариант АФМ второго поколения, которая, в отличие от АФМ первого поколения, т.е. муфты с одноконтурной отрицательной обратной связью, оснащена комбинированной, т.е. отрицательно-нулевой либо двухконтурной отрицательной, обратной связью [4].

Недостатком модифицированного варианта АФМ второго поколения является невысокая

номинальная нагрузочная способность, проявляющаяся при высокой точности срабатывания. Это обусловлено необходимостью назначения больших значений коэффициента усиления (КУ) каждого контура обратной связи [1].

Увеличение числа пар трения обеих фрикционных групп АФМ не приводит к существенному повышению номинального вращающего момента [2]. Таким образом, использование преимущества модифицированного варианта АФМ второго поколения — высокой точности срабатывания — ограничивается низкой номинальной нагрузочной способностью муфты, что препятствует ее применению на практике.

Точность срабатывания АФМ повышается при увеличении КУ, что одновременно приводит к уменьшению номинальной нагрузочной способности муфты [1, 2].

Для комплексной оценки предохранительных муфт в целом, в том числе и АФМ всех поколений, используется коэффициент оценки эксплуатационных характеристик предохранительных муфт



тельных муфт  $k_0$ . Данный показатель зависит от номинального вращающего момента муфты и ее коэффициента точности, и используется для сравнительной оценки различных типов предохранительных муфт с точки зрения их действия.

Для объективной оценки эксплуатационных качеств предохранительных муфт одного типа (по рабочим элементам муфт, которые непосредственно передают нагрузку от одной полумуфты на другую) параметры их элементов (усилие замыкания рабочих элементов, размеры рабочих элементов и их количество) принимают одинаковыми [5].

Конструкции АФМ, в отличие от предохранительных муфт других типов, позволяют регулировать их точность срабатывания [6]. Это достигается (в определенных пределах) за счет изменения значения КУ обратной связи.

Ограничение максимальной точности срабатывания этих типов муфт обусловлено прогрессирующим уменьшением номинального значения вращающего момента и неустойчивой работой АФМ при нагрузках, близких к предельной [7].

Указанное условие накладывается на АФМ первого поколения, имеющие одноконтурную отрицательную обратную связь, однако будем считать его применимым и к рассматриваемому в настоящей работе объекту.

В пользу данного утверждения говорит и то, что значение КУ рассматриваемого объекта, соответствующее наибольшей точности срабатывания, близко к предельным значениям КУ [7].

Применение коэффициента оценки эксплуатационных показателей АФМ позволяет также осуществлять выбор типа муфты, обладающей наибольшей номинальной нагрузочной способностью и точностью срабатывания.

Что же касается вопроса применения выбранного типа АФМ в конкретном приводе машины, условия его работы и значение передаваемого номинального вращающего момента зависят от места установки муфты в кинематической цепи привода.

Чаще всего механические передачи, устанавливаемые в приводах машин между двигателем и рабочим органом, являются понижающими (редукторами), поэтому вращающий момент, действующий на отдельные участки привода, увеличивается по мере удаления рассматриваемого участка от двигателя.

Установка АФМ на каком-либо конкретном участке привода требует ее настройки на передачу соответствующего номинального вращающего момента. Удаление места установки АФМ в приводе от двигателя приводит в рассматриваемом случае к увеличению ее номинального вращающего момента, что влечет за собой увеличение массы муфты, практически пропорциональное значению номинального вращающего момента [8, 9].

Увеличение КУ муфты в целях повышения ее точности срабатывания приводит также к необходимости увеличения силы натяжения замыкающей пружины или группы замыкающих пружин. Это, в свою очередь, обусловлено необходимостью поддержания требуемого значения номинального вращающего момента.

Поскольку масса муфты практически пропорциональна силе натяжения пружины, повышение точности срабатывания АФМ приводит к увеличению ее массы [9].

Очевидно, что указанное обстоятельство должно учитываться при решении задачи оптимизации номинальной нагрузочной способности и точности срабатывания рассматриваемой АФМ, поскольку эти показатели влияют на массогабаритные характеристики привода машины в целом [10].

При этом необходимо рассматривать изменение значения вращающего момента АФМ по отношению к ее фиксированному номинальному вращающему моменту как результат изменения значения КУ обратной связи.

**Задача исследования** — установление критерия оценки эффективности увеличения КУ с точки зрения оптимального соотношения массы муфты и ее точности срабатывания применительно к АФМ второго поколения с двухконтурной отрицательной обратной связью (модифицированный вариант) (рис. 1).

Полумуфты 1 и 2 связаны между собой в окружном направлении двумя фрикционными группами. Основная фрикционная группа (ОФГ) состоит из упорного диска 3, ведомого фрикционного диска 4, связанного с барабаном полумуфты 2, и нажимного диска 5, который не имеет непосредственной механической связи в осевом направлении со ступицей полумуфты 2.

Дополнительная фрикционная группа (ДФГ) включает ведомый фрикционный диск 6, связанный с барабаном полумуфты 2, и нажимной диск 7, который так же, как и нажимной диск 5,

не связан механически с полумуфтой 1. Слева (по рис. 1) диск 6 опирается на нажимной диск 5 через упорный подшипник 8. За счет этого обеспечивается неодинаковое число пар трения ОФГ и ДФГ [1].

Упорный диск 3, как и нажимные диски 5 и 7, не имеет механической связи в окружном направлении со ступицей полумуфты 1 и слева (по рис. 1) опирается на бурт ступицы полумуфты 1 через упорный подшипник 9. Таким образом, нажимной 5 и упорный 3 диски в составе ОФГ являются ведущими, т.е. передают вращающий момент непосредственно от ведущей полумуфты.

Силовое замыкание пар трения ОФГ и ДФГ осуществляется пружиной 10, поставленной в муфту с предварительным натяжением, соответствующим номинальному вращающему моменту муфты.

Первый контур отрицательной обратной связи образован основным УУ, состоящим из тел качения 11, которые размещены в сферических лунках (по размеру тела качения), выполненных на цилиндрической поверхности полумуфты 1.

Тела качения 11 входят в скошенные гнезда нажимного 5 и упорного 3 дисков (см. рис. 1). Таким образом, тела качения 11 передают вращающий момент от полумуфты 1 на диски 3 и 5.

Второй контур отрицательной обратной связи составляет дополнительное УУ на основе тел качения 12, которые размещены в скошенных гнездах нажимных дисков 5 и 7.

Первым контуром отрицательной обратной связи охвачена ОФГ, вторым контуром — ДФГ.

Каждый тип АФМ отличается своеобразием конструкции, что, очевидно, влияет на размер-

ный коэффициент пропорциональности между массой муфты и ее номинальным вращающим моментом [9]. Поскольку этот коэффициент будем считать постоянным, в качестве показателя оценки эффективности повышения точности срабатывания АФМ примем коэффициент соответствия, вычисляемый по формуле:

$$k_c = k_{y.m} K_T, \quad (1)$$

где  $k_{y.m}$  — коэффициент увеличения номинального вращающего момента АФМ;

$K_T$  — коэффициент точности АФМ.

Коэффициент  $k_{y.m}$  показывает, во сколько раз необходимо увеличить силу натяжения замыкающей пружины или радиальные размеры дисков трения фрикционной группы, чтобы компенсировать уменьшение номинального вращающего момента в результате повышения точности срабатывания муфты.

Поскольку увеличение силы натяжения замыкающей пружины или радиальных размеров дисков трения приводит к росту номинального вращающего момента АФМ, это увеличение, так же, как и рост номинального вращающего момента, влияет на изменение массы муфты.

Коэффициент  $k_{y.m}$  определим по формуле:

$$k_{y.m} = \frac{T_H}{T_i}, \quad (2)$$

где  $T_H$  — номинальный (настроечный) вращающий момент АФМ;

$T_i$  — текущий вращающий момент АФМ, который зависит от КУ, при постоянном значении коэффициента трения и параметрах муфты.

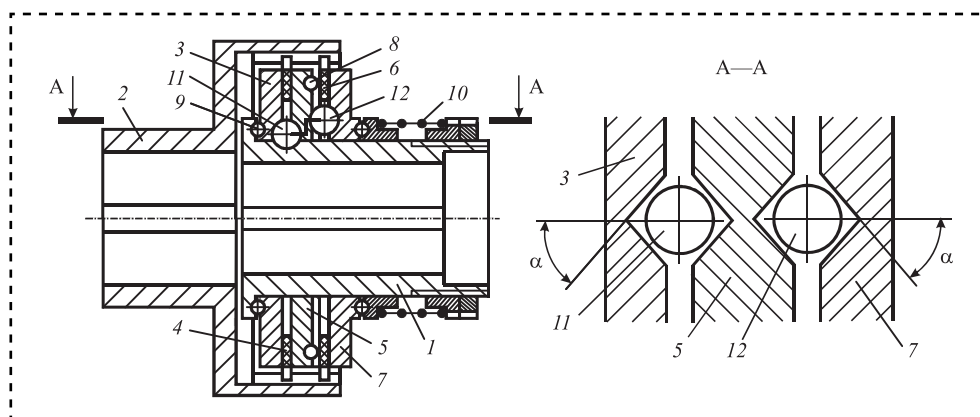


Рис. 1. АФМ второго поколения с двухконтурной отрицательной обратной связью





Поскольку для всех типов АФМ, кроме муфты с бифункциональным УУ, номинальный вращающий момент АФМ уменьшается при увеличении КУ, коэффициент  $k_{у.м}$  возрастает в функции КУ.

Наоборот, коэффициент точности  $K_T$  убывает в функции КУ для всех типов АФМ. Следовательно, можно предположить, что функция (1) имеет экстремум, разделяющий ее график на два участка — возрастающий и убывающий.

Определим оптимальный участок из двух упомянутых выше и приемлемого КУ, соответствующего оптимальному значению коэффициента.

Поскольку на максимальное значение КУ накладывается ограничение [7], необходимо выработать оценку оптимальности изменения коэффициента  $k_c$ , состоящую из характера его изменения.

Повышение точности срабатывания АФМ, т.е. уменьшение коэффициента точности  $K_T$ , является положительным качеством, сопутствующая этому необходимость увеличения силы замыкания пар трения, их радиальных размеров или числа и соответствующий рост массы АФМ служат отрицательным явлением.

По отношению к самой АФМ коэффициент  $k_c$ , очевидно, корректно применен быть не может, поскольку изменение КУ и, следовательно, точности срабатывания муфты влияет на возможность изменения общей массы элементов, составляющих часть привода машины, которую защищает муфта, а не АФМ.

В связи с этим оптимизацию коэффициента  $k_c$  необходимо рассматривать с учетом его влияния на общую массу элементов защищаемой части привода, включая АФМ. Минимальная общая масса указанной части привода будет соответствовать оптимальному значению коэффициента  $k_c$ , т.е. оптимальному сочетанию значения КУ и массы АФМ.

Коэффициент точности АФМ определим по формуле [10]

$$K_T = \frac{T_{\max}}{T_{\min}},$$

где  $T_{\max}$ ,  $T_{\min}$  — максимальный и минимальный вращающие моменты, при которых срабатывает АФМ соответственно  $T_H = T_{\min}$  [13].

Запишем формулу (1) в следующем виде:

$$k_c = \frac{T_{\max}}{T_i}. \quad (3)$$

Предположим, что защищаемая АФМ часть привода машины, расположенная между двигателем и муфтой, включая двигатель, состоит из механических зубчатых редукторов и соединительных муфт. Классифицируем детали, входящие в указанные узлы привода [6]:

- валы зубчатых передач редукторов;
- зубчатые колеса и шестерни редукторов;
- корпусные детали редукторов;
- полумуфты соединительных муфт.

В указанную часть привода необходимо включить и АФМ, которую при оценке динамики ее массы будем рассматривать как единое целое [14].

В определенном диапазоне изменения КУ запас мощности позволяет сохранять неизменной модель электродвигателя, поэтому считаем его массу постоянной.

Крепежные детали (винты, болты, гайки, шайбы и пр.) в конструкциях редукторов и соединительных муфт имеют совокупную массу, составляющую не более 1 % от совокупной массы остальных деталей соответствующих узлов, поэтому их влияние на изменение общей массы узлов защищаемой части привода в дальнейшем учитывать не будем.

Приведенная классификация деталей составлена по принципу одинаковой зависимости для отдельных групп деталей между их массой и КУ.

Рассмотрим эти зависимости для перечисленных выше групп деталей.

1. *Валы зубчатых передач редукторов* [6]:

$$M_{в.і} = p_i K_T, \quad (4)$$

где  $M_{в.і}$  — масса  $i$ -го вала передачи, считая от вала электродвигателя;

$p_i$  — текущий размерный коэффициент пропорциональности.

Коэффициент  $p_i$  — комплексный, он зависит, в частности, от номинального вращающего момента на валу муфты и от общего передаточного отношения механической передачи, расположенной между АФМ и  $i$ -м валом.

2. *Зубчатые колеса и шестерни редукторов.* Массы  $i$ -й шестерни и  $i$ -го колеса (считая от вала электродвигателя) определим по формулам [14]:

$$M_{ш.i} = q_{1i} K_T; \quad (5)$$

$$M_{к.i} = q_{2i} K_T, \quad (6)$$

где  $q_{1i}$ ,  $q_{2i}$  — текущие размерные коэффициенты пропорциональности для  $i$ -й шестерни и  $i$ -го колеса соответственно.

Коэффициенты  $q_{1i}$  и  $q_{2i}$  носят комплексный характер и зависят, в частности, от номинального вращающего момента, передаваемого АФМ, общего передаточного отношения передачи, расположенной между муфтой и зубчатой передачей с  $i$ -ми шестерней и колесом, а также от передаточного отношения указанной зубчатой передачи.

3. *Корпусные детали редукторов.* Масса корпуса  $i$ -го редуктора, считая от электродвигателя [8]:

$$M_{кор.i} = s_i K_T^{2/3}, \quad (7)$$

где  $s_i$  — текущий размерный коэффициент пропорциональности для корпуса  $i$ -го редуктора.

Коэффициент  $s_i$ , как и указанные выше коэффициенты, комплексный. Он зависит от номинального вращающего момента АФМ и общего передаточного отношения механической передачи, расположенной между муфтой и  $i$ -м редуктором.

4. *Полумуфты соединительных муфт.* Устанавливают их на концах соединяемых валов, поэтому полумуфты, как и валы редукторов, подвергаются воздействию как крутящего, так и изгибающего моментов.

Соединительные муфты, как правило, уравновешены в отношении действующих осевых сил, как и валы редукторов с цилиндрическими зубчатыми передачами, поэтому зависимость между массой и коэффициентом точности выражается для полумуфт соотношением (4), разумеется, с учетом коэффициента  $p_i$ , характерного для того  $i$ -го вала редуктора, на конец которого насажена полумуфта соединительной муфты.

5. *Адаптивная фрикционная муфта.* Защищает часть привода машины, расположенную между электродвигателем и АФМ, однако структурно не входит в эту часть.

Поскольку при изменении точности срабатывания АФМ может быть уменьшена суммарная масса элементов защищаемой части привода в результате снижения действующих в их сечениях механических напряжений, и неиз-

бежно увеличение массы самой АФМ, вследствие необходимости сохранения значения номинального вращающего момента, данное обстоятельство должно быть учтено при исследовании динамики изменения совокупной массы АФМ и элементов защищаемой части привода.

Если при неизменном уровне перегрузок непосредственно в приводе машины или на ее рабочем органе масса элементов, составляющих незащищаемую часть привода, остается неизменной, то общая масса привода при изменении точности срабатывания АФМ может принимать экстремальное значение.

Поскольку в формулах (4)–(7) приведена зависимость массы элементов привода от коэффициента точности АФМ, подобную зависимость найдем и для последней. В результате повышения точности срабатывания АФМ за счет увеличения КУ необходимо также увеличить текущий вращающий момент муфты, чтобы восстановить номинальное значение вращающего момента.

В работе [7] указано на практически прямо пропорциональную зависимость массы АФМ от силы натяжения замыкающей пружины. Поскольку номинальный вращающий момент АФМ зависит прямо пропорционально от силы натяжения замыкающей пружины, то и масса АФМ аналогичным образом зависит от указанной силы.

В соответствии с этим, схема дальнейшего исследования построена следующим образом.

Вращающий момент модифицированного варианта АФМ второго поколения определим по формуле [1]:

$$T_n = F_n R_{cp} f_{min} \frac{z + z_1 (1 + 0,5z C f_{min})}{(1 + 0,5z C f_{min})(1 + z_1 C f_{min})}, \quad (8)$$

где  $F_n$  — сила натяжения пружины 10 (см. рис. 1);

$R_{cp}$  — средний радиус поверхностей трения пар ОФГ и ДФГ (принят одинаковым для обеих фрикционных групп);

$f_{min}$  — минимальный коэффициент трения;

$z$  — число пар трения ОФГ;

$z_1$  — число пар трения ДФГ;

$C$  — КУ обратной связи (принят одинаковым для обоих контуров отрицательной обратной связи):

$$C = \frac{R_{cp}}{r} \operatorname{tg} \alpha;$$



$\alpha$  — угол скоса боковых стенок гнезд под тела качения 11 и 12 (см. рис. 1, сечение А—А);  
 $r$  — радиусы окружностей, на которых расположены тела качения 11 и 12.

Формула (8) записана для варианта АФМ, в котором с нажимным диском 5 ОФГ связаны 0,5z фрикционных пар (см. рис. 1).

Считаем КУ обоих контуров отрицательной обратной связи одинаковыми.

Согласно конструктивно-компоновочной схеме АФМ радиусы  $r$  УУ первого и второго контуров отрицательной обратной связи не одинаковы, соответствующие значения углов  $\alpha$  также должны отличаться один от другого (при одинаковом значении  $R_{cp}$  для обеих фрикционных групп).

Из формулы (8) находим силу натяжения пружины 10:

$$F_{п} = \frac{T_{н} (1 + 0,5zCf_{\min})(1 + z_1Cf_{\min})}{R_{cp}f_{\min} [z + z_1(1 + 0,5Cf_{\min})]}. \quad (9)$$

Поскольку существует функциональная связь между массой АФМ и силой  $F_{п}$ , для приведения такой связи к виду, представленному в формулах (4)—(7), необходимо параметр  $C$  выразить через коэффициент точности  $K_T$  АФМ и найти зависимость между параметрами  $F_{п}$  и  $K_T$  [7].

Коэффициент точности АФМ вычислим по формуле [1]:

$$K_T = \frac{f_k [z + z_1(1 + 0,5Cf_k)] \times}{f_{\min} [z + z_1(1 + 0,5Cf_{\min})] \times} \rightarrow \frac{\times (1 + 0,5zCf_{\min})(1 + z_1Cf_{\min})}{\times (1 + 0,5zCf_k)(1 + z_1Cf_k)}, \quad (10)$$

где  $f_k$  — критическое значение коэффициента трения, которому соответствует максимальное значение функции (8).

Увеличение КУ приводит к уменьшению коэффициента трения  $f_k$  и при некотором значении КУ вращающие моменты АФМ, соответствующие минимальному и максимальному значениям коэффициента трения, равны друг другу. Дальнейшее увеличение КУ не приводит к повышению точности срабатывания АФМ.

Представление КУ  $C$  через коэффициент точности  $K_T$  с помощью формулы (10) затруднительно и приводит к громоздкому математическому выражению. В связи с этим восполь-

зуемся приближением функции (10) по способу Чебышева.

Запишем полином наилучшего приближения при исходных данных:  $f_{\min} = 0,1$ ,  $z = 4$ ,  $z_1 = 1$  в следующем виде:

$$K_T = 1,91 - 0,16C. \quad (11)$$

Максимальная относительная погрешность в результате приближения функции (8) составляет в данном случае 7,2 %.

При других сочетаниях параметров  $z$  и  $z_1$  максимальная относительная погрешность составила 9,7 %. Эти показатели укладываются в рамки поставленной задачи, учитывая, что они относятся лишь к одному узлу привода.

Подставляем в формулу (9) выражение  $C = (1,91 - K_T)/0,16$ .

Находим массу АФМ:

$$M_{м} = \frac{[1 + 3,125zf_{\min}(1,91 - K_T)] \times}{z + z_1 +} \rightarrow \frac{\times [1 + 6,25z_1f_{\min}(1,91 - K_T)] n}{+ 3,125z_1f_{\min}(1,91 - K_T)} \quad (12)$$

где  $n$  — размерный коэффициент пропорциональности.

График функции (12), показанный на рис. 2 (кривая 1), построен по следующим исходным данным:  $f_{\min} = 0,1$ ,  $z = 4$ ,  $z_1 = 1$ . Значение коэффициента  $n$  принято на основе результата анализа показателей муфты-аналога типа МПФС и составило  $n = 32,3$  кг.

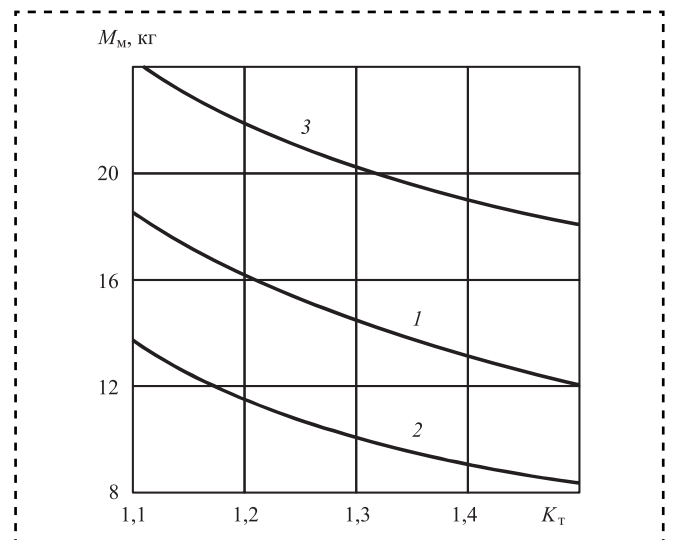


Рис. 2. Зависимости массы АФМ от коэффициента точности

Кривая 1 показывает, что масса АФМ увеличивается по мере повышения ее точности срабатывания. Повышение точности срабатывания в 1,36 раза (по значению коэффициента точности  $K_T$ ) приводит к увеличению массы АФМ в 1,67 раза.

Влияние числа пар трения ОФГ на изменение массы АФМ показано на рис. 2 кривыми 2 и 3. Кривая 2 построена при  $z = 2$ , кривая 3 — при  $z = 8$ . Остальные исходные данные оставались неизменными.

В связи с изменением параметра  $z$  в исходной формуле (10) соответствующие полиномы наилучшего приближения имеют вид:

$$\begin{aligned} K_T &= 2,32 - 0,14C; \\ K_T &= 1,63 - 0,1C. \end{aligned} \quad (13)$$

Для построения кривых 2 и 3 использованы формулы (13) в соотношении (12).

Уменьшение числа пар трения ОФГ приводит к большему относительному увеличению массы АФМ (кривая 2), несмотря на то, что в рассматриваемом случае коэффициент  $n$  принят меньшим, чем в предыдущем случае ( $n = 30,1$  кг). Это обусловлено уменьшением исходной массы АФМ вследствие меньшего числа фрикционных дисков.

Наоборот, увеличение числа пар трения ОФГ приводит к меньшему увеличению массы АФМ (кривая 3), хотя в этом случае принято  $n = 35,3$  кг вследствие большего числа элементов муфты.

Указанный характер изменения массы АФМ в зависимости от числа пар трения ОФГ объясняется тем, что в первом случае для достижения требуемого коэффициента точности  $K_T$  необходимо большее, чем во втором случае, увеличение значения КУ.

Данное обстоятельство, в свою очередь, требует соответствующего (в первом случае — больше, во втором случае — меньше) увеличения силы натяжения замыкающей пружины для сохранения необходимого значения номинального вращающего момента АФМ.

Общую массу защищаемой части привода машины вычисляем по формуле:

$$\begin{aligned} M_{o,i} &= \sum_{i=1}^c M_{в,i} + \sum_{i=1}^a (M_{ш,i} + M_{к,i}) + \\ &+ \sum_{i=1}^b M_{кор,i} + M_{м,i}, \end{aligned} \quad (14)$$

где  $c$  — общее число валов редукторов и соединительных муфт;

$a$  — общее число шестерен и зубчатых колес редукторов;

$b$  — число редукторов.

Используя соотношения (4)—(7), запишем формулу (14) в следующем виде:

$$\begin{aligned} M_{o,i} &= K_T \sum_{i=1}^c p_i + K_T \sum_{i=1}^{a/2} (q_{1i} + q_{2i}) + \\ &+ K_T^{2/3} \sum_{i=1}^b s_i + M_{м,i}. \end{aligned} \quad (15)$$

В выражении (15) массу АФМ определяем по формуле (12), если  $z = 4$ ,  $z_1 = 1$ . В других случаях (при  $z = 2$  или  $z = 8$ ) следует использовать формулы (13) при установлении формы зависимости (12).

Для установления влияния коэффициента точности АФМ на общую массу защищаемой части привода машины, включая муфту, воспользуемся графическим способом.

Исследуем упомянутое влияние для следующих вариантов состава защищаемой части привода:

1) в составе защищаемой части один одноступенчатый редуктор и одна соединительная муфта, установленная между двигателем и редуктором; АФМ установлена на выходном валу редуктора;

2) в составе защищаемой части один двухступенчатый редуктор и одна соединительная муфта, установленная между двигателем и редуктором; АФМ установлена на выходном валу редуктора;

3) защищаемая часть привода состоит из последовательно расположенных в кинематической цепи (считая от двигателя) одного одноступенчатого редуктора и одного двухступенчатого редуктора, двух соединительных муфт, одна из которых установлена на входном валу одноступенчатого редуктора, другая — между редукторами; АФМ установлена на выходном валу двухступенчатого редуктора.

Исходные данные, по которым производили расчеты для построения графиков, сведены в таблицу.

При вычислении массы АФМ использованы исходные данные:  $f_{\min} = 0,1$ ,  $z = 4$ ,  $z_1 = 1$ . Учитывая различные передаточные отношения редукторов в 1—3 вариантах привода, в формуле

Данные размерных коэффициентов элементов привода  $q_{1i}$ ,  $q_{2i}$ ,  $s_i$ ,  $p_i$ 

Вариант привода	Число элементов		
	$a$	$b$	$c$
1	2	1	3
	$q_{11} = 0,86$ кг; $q_{21} = 1,62$ кг	$s_1 = 9,6$ кг	$p_1 = 0,76$ кг; $p_2 = 0,87$ кг; $p_3 = 1,04$ кг
2	4	1	4
	$q_{11} = 0,86$ кг; $q_{12} = 1,33$ кг; $q_{21} = 1,62$ кг; $q_{22} = 1,94$ кг	$s_1 = 14,4$ кг	$p_1 = 0,76$ кг; $p_2 = 0,87$ кг; $p_3 = 1,04$ кг; $p_4 = 1,19$ кг
3	6	2	7
	$q_{11} = 0,86$ кг; $q_{12} = 1,57$ кг; $q_{13} = 1,68$ кг; $q_{21} = 1,62$ кг; $q_{22} = 2,64$ кг; $q_{23} = 2,48$ кг	$s_1 = 9,6$ кг; $s_2 = 16,6$ кг	$p_1 = 0,76$ кг; $p_2 = 0,87$ кг; $p_3 = 1,04$ кг; $p_4 = 0,82$ кг; $p_5 = 0,91$ кг; $p_6 = 1,14$ кг; $p_7 = 1,28$ кг

Примечания: 1.  $q$ ,  $s$ ,  $p$  приняты в соответствии с увеличением по мере удаления от двигателя вращающего момента АФИ и массы элементов зубчатых передач.  
2.  $i$  — порядковый номер элемента, считая от двигателя.

(12) коэффициент  $n$  соответственно составил:  $n_1 = 32,3$  кг,  $n_2 = 44,7$  кг,  $n_3 = 51,8$  кг.

Возрастающие значения коэффициента  $n$  объясняются увеличением номинального вращающего момента, передаваемого АФМ, в связи с удалением места ее установки в приводе от двигателя.

Передаточные отношения элементарных зубчатых передач (шестерня-колесо) приняты одинаковыми  $u = 2$ . КПД элементарной передачи  $\eta = 0,96$ .

Опоры качения валов редукторов не выделены в отдельную группу деталей, поскольку изменение их массы в зависимости от коэффициента точности АФМ носит примерно тот же характер, что и для валов [10].

Наличие опор качения в составе редукторов учитывается увеличением соответствующих коэффициентов  $p$ .

Исходный номинальный вращающий момент АФМ для первого варианта привода равен  $75$  Н·м. При использовании АФМ во втором и третьем вариантах привода номинальный вращающий момент АФМ составили соответственно  $150$  и  $300$  Н·м.

Во всех случаях принято, что для исходных размеров и массы АФМ указанные значения номинального вращающего момента были пре-

дельными, и увеличение точности срабатывания муфты за счет увеличения КУ не позволяет компенсировать номинальную нагрузочную способность АФМ за счет увеличения силы натяжения замыкающих пружин.

Графики зависимости (15) представлены на рис. 3. Кривые 1–3 отражают соответствующие варианты привода.

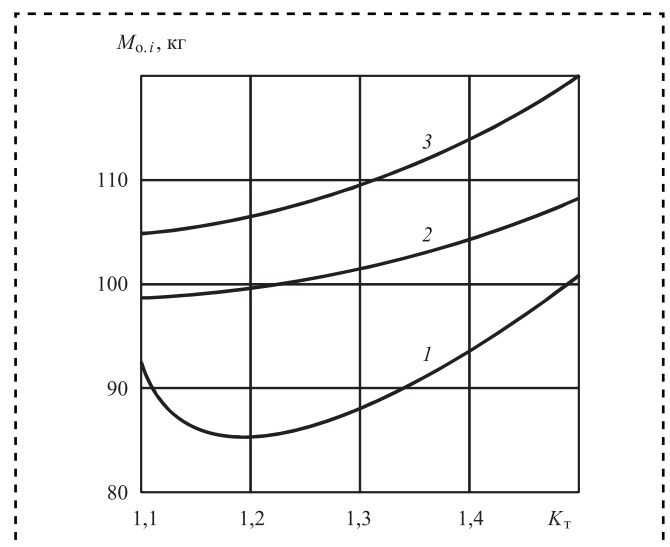


Рис. 3. Зависимости общей массы защищаемой части от коэффициента точности при различных вариантах привода

Анализ графиков показывает следующее:

— при небольшом числе элементов защищаемой части привода (первый вариант, кривая 1) график общей массы имеет точку минимума при  $K_T = 1,18$ . Это объясняется тем, что при увеличении коэффициента точности АФМ от его минимального значения ( $K_T = 1,1$ ) в интервале  $K_T = 1,1...1,2$  уменьшение массы муфты наибольшее (см. рис. 2), а увеличение общей массы остальных элементов защищаемой части привода составляет меньшую величину, по сравнению с уменьшением массы АФМ. Далее масса муфты уменьшается в меньшей степени относительно увеличения общей массы остальных элементов защищаемой части привода, в связи с чем наблюдается увеличение массы  $M_{o,i}$ ;

— увеличение числа элементов защищаемой части привода обуславливает рост массы  $M_{o,i}$  с увеличением коэффициента точности АФМ (второй и третий варианты, кривые 2 и 3), при этом оптимальным является минимальное значение коэффициента точности. Вследствие большего числа элементов защищаемой части привода машины и их совокупной массы, абсолютный прирост последней в результате снижения точности срабатывания АФМ больше, чем уменьшение массы муфты вследствие увеличения  $K_T$ ;

— с увеличением размеров защищаемой части привода происходит увеличение абсолютного прироста общей массы элементов защищаемой части привода, включая АФМ, по мере роста коэффициента точности. В данном случае соответствующее число элементов защищаемой части привода имеет тенденцию к большему увеличению общей массы по мере уменьшения точности срабатывания АФМ.

Проведем оценку оптимальности изменения коэффициента соответствия (см. рис. 3):

— если общая масса элементов защищаемой части привода, за исключением АФМ и двигателя, примерно равна массе АФМ, соответствующей ее исходной минимальной точности срабатывания ( $K_T = 1,4...1,5$ ), то существует вероятность появления минимального значения общей массы элементов защищаемой части привода, включая АФМ, не соответствующего ее минимальной или максимальной точности срабатывания. В этом случае необходимо (численным или графическим способом) определить оптимальное значение КУ, соот-

ветствующее минимуму общей массы элементов защищаемой части привода, включая АФМ. По найденному значению КУ можно найти текущий вращающий момент  $T_i$ , используя формулу (8), и по соотношению (3) — коэффициент соответствия  $k_c$ ;

— если общая масса элементов защищаемой части привода, за исключением АФМ и двигателя, больше массы АФМ, соответствующей ее точности срабатывания с коэффициентом точности, равным  $K_T = 1,4...1,5$ , минимум в  $1,5...2$  раза, оптимальным является вариант, когда точность срабатывания АФМ максимальная. Наибольшая точность срабатывания АФМ достигается в том случае, когда предельный вращающие моменты муфты, соответствующие минимальному и максимальному коэффициентам трения, равны друг другу. В данном случае оптимальным является значение вращающего момента  $T_i = T_H$ , поэтому, согласно соотношению (2),  $k_{y,m} = 1$ , а  $k_c = K_T$ . При этом значение вращающего момента  $T_H$  принимается с учетом КУ, соответствующего максимальной точности срабатывания АФМ. Таким образом, в рассматриваемом случае оптимальным является минимальное значение коэффициента соответствия  $k_c$ . Если же рассматривать влияние этого коэффициента на массогабаритные характеристики привода, то всякое его значение, соответствующее падающей ветви кривой зависимости коэффициента точности АФМ от КУ, кроме максимального, косвенно может свидетельствовать о снижении общей массы привода.

Рассматривая эффективность применения исследуемой АФМ в контексте влияния ее точности срабатывания на общую массу привода, необходимо подчеркнуть, что при исследовании не учтено изменение массы рамы, на которой монтируются узлы привода. Поскольку с увеличением точности срабатывания АФМ появляется возможность уменьшения массы элементов привода в отдельности и узлов в целом, соответственно возможно уменьшение их габаритных размеров. Вследствие снижения действующих нагрузок и уменьшения габаритных размеров привода масса и размеры рамы также могут быть уменьшены, что, безусловно, положительно отразится на общей массе привода и эффект ее снижения будет выше.

Результаты исследования могут быть использованы при расчетах и проектировании модифицированной АФМ второго поколения.



### Заключение

Критерий оценки эффективности увеличения КУ АФМ — коэффициент соответствия — позволяет, в отличие от коэффициента оценки эксплуатационных показателей АФМ, установить с учетом применения муфты в приводе машины оптимальное значение коэффициента точности и соответствующее ему значение КУ.

Критерием оптимального значения коэффициента соответствия является минимальная общая масса привода машины.

Рост массы модифицированной АФМ второго поколения опережает увеличение ее точности срабатывания.

Уменьшение числа пар трения ОФГ приводит к росту скорости увеличения массы муфты, а увеличение числа пар трения ДФГ — к снижению скорости увеличения массы муфты. При близости значений масс АФМ (при исходной минимальной точности срабатывания) и элементов защищаемой части привода возможна минимальная совокупная общая масса защищаемой части привода, соответствующая некоторому оптимальному значению КУ, не равному его значению, соответствующему максимальной точности срабатывания муфты.

Если масса элементов защищаемой части привода превышает массу АФМ при ее исходной минимальной точности срабатывания, по меньшей мере, в 1,5...2 раза, то минимальное значение совокупной общей массы защищаемой части соответствует максимальной точности срабатывания муфты.

Коэффициент соответствия равен коэффициенту точности АФМ.

С точки зрения снижения общей массы защищаемой части привода эффективность при-

менения модифицированной АФМ второго поколения повышается при увеличении общей массы элементов защищаемой части привода.

### Библиографический список

1. **Шишкарёв М.П.** Теоретические основы стабилизации выходного параметра адаптивного фрикционного контакта твердых тел // Изв. вузов. Машиностроение. 2001. № 2–3. С. 17–23.
2. **Шишкарёв М.П.** Теоретические основы применения двухконтурной отрицательной обратной связи в адаптивных фрикционных муфтах // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 19–21.
3. **Шишкарёв М.П.** Повышение нагрузочной способности и точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2010. № 5. С. 18–24.
4. **Шишкарёв М.П.** Компоновка базового варианта адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2010. № 7. С. 16–20.
5. **Шишкарёв М.П.** Комплексная оценка эксплуатационных характеристик адаптивных фрикционных муфт / Вестник машиностроения. 2006. № 4. С. 29–30.
6. **Шишкарёв М.П.** О функциях адаптивных предохранительных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2006. № 7. С. 7–8.
7. **Шишкарёв М.П.** Вопросы динамики привода машины с адаптивной фрикционной муфтой // Вестник машиностроения. 2004. № 5. С. 3–8.
8. **Шишкарёв М.П.** Влияние точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт на массу привода машины // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2008. № 3. С. 6–12.
9. **Шишкарёв М.П.** Влияние величины коэффициента усиления на массу адаптивных фрикционных муфт // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2017. № 2. С. 88–93.
10. **Шишкарёв М.П.** Компоновочные решения приводов машин с адаптивными фрикционными муфтами // Вестник машиностроения. 2003. № 7. С. 7–12.



**В.Ф. Безъязычный**, д-р техн. наук, **В.А. Истратов**, **Е.А. Елисеичев**  
(Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьёва)  
E-mail: technology@rsatu.ru

## Обоснование выбора схватов многофункционального захватывающего устройства для автоматизации технологического процесса сборки микроприводов, используемых в биопротезировании верхних конечностей

*Обоснован выбор типа схватов для разработки многофункционального захватывающего устройства автоматизации технологического процесса сборки микроприводов на примере анализа конструктивного устройства микроприводов производства MAXON MOTOR и FAULHABER, которые применяются в бionических протезах кисти человеческой руки. Проведен анализ геометрической формы деталей микроприводов и типов схватов для каждой из деталей.*

*The choice of types of grips for the development of a multifunctional gripping device that makes it possible to automate the technological process of assembling micro-drives is substantiated by analyzing the design of micro-drives manufactured by MAXON MOTOR and FAULHABER, which are actively used in bionic prosthetics of the human hand. The analysis of the geometric shape of the micro-drive parts is carried out and the types of grips for each of the parts are proposed.*

**Ключевые слова:** схват, многофункциональное захватывающее устройство, промышленный робот, микропривод, автоматизация сборки.

**Keywords:** gripper, multifunctional gripping device, industrial robot, micro-drive, assembly automation.

### Введение

Большое разнообразие форм и размеров захватываемых объектов, многочисленные дополнительные требования к их захватыванию и удержанию приводят к необходимости использования очень большого числа захватных устройств [1]. При серийном производстве промышленных роботов практически нельзя учесть все разнообразие требований к схватам, поэтому часто встречается ситуация, когда при установке робота на рабочее место штатный схват снимают, а на его место устанавливают новый, специально спроектированный и изготовленный по месту эксплуатации.

Объекты могут представлять собой тела самой разнообразной формы. Например, при загрузке металлорежущих станков они обычно имеют форму цилиндров или призм прямоугольного сечения, при обслуживании кузнечно-

прессового оборудования — плоскую или коробчатую форму. Применительно к задачам захватывания и удерживания объекта важное значение имеют особенности формы поверхностей, по которым производится захватывание, наличие точек, осей и плоскостей симметрии, распределение инерционных характеристик по осям объекта (оно различно для плоских, удлиненных и объемных объектов).

### Анализ захватных устройств

ГОСТ 26063—84 устанавливает типы захватных устройств: механические, вакуумные, магнитные и др. [2]. Общим для захватных устройств всех видов является рабочий элемент — элемент захватного устройства, вступающий непосредственно в контакт с объектом. Для магнитных захватных устройств рабочими элементами являются элементы магнитной си-



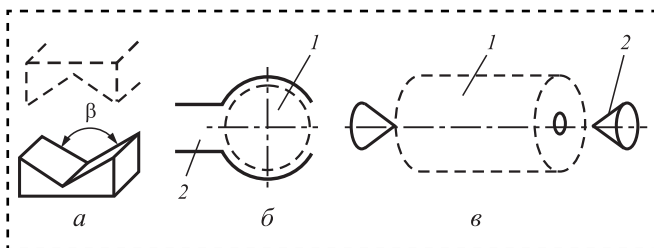
стемы, к которым притягивается объект, для вакуумных — контактирующая с объектом присоска, ограничивающая полость разряжения воздуха.

Геометрические особенности рабочих элементов механических хватных устройств включают в себя общие особенности формы и степень согласованности формы рабочих элементов с формой объекта. Рабочие элементы могут быть простейшей формы (образованные плоскостями, призматическими или цилиндрическими поверхностями), с выступающими ребрами или штырями, сложной формы. По степени согласованности с объектом выделяют согласованные рабочие элементы, форма которых полностью совпадает с формой объекта (так называемые факсимильные рабочие элементы), рабочие элементы полусогласованной формы и рабочие элементы несогласованной формы (рис. 1).

Призматические рабочие элементы являются полусогласованными по отношению к захватываемому круглому сечению (рис. 1, *а*). При их использовании хват обычно называют угловым. Рабочие элементы с цилиндрической поверхностью являются согласованными по отношению к цилиндрическим объектам только одного определенного диаметра и поэтому являются узко специализированными (рис. 1, *б*). Конические рабочие элементы используют для захватывания валов за центровые отверстия на торцах детали (рис. 1, *в*).

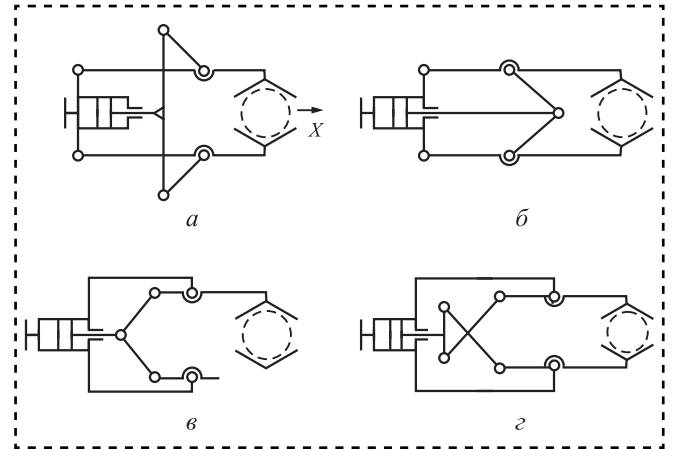
На рис. 2 приведены распространенные схемы клещевых схватов, которые чаще используют для захватывания цилиндрических объектов, а на рис. 3 — приспособленные для захватывания объектов с параллельными плоскостями.

Более широкие возможности появляются при увеличении числа степеней свободы эле-

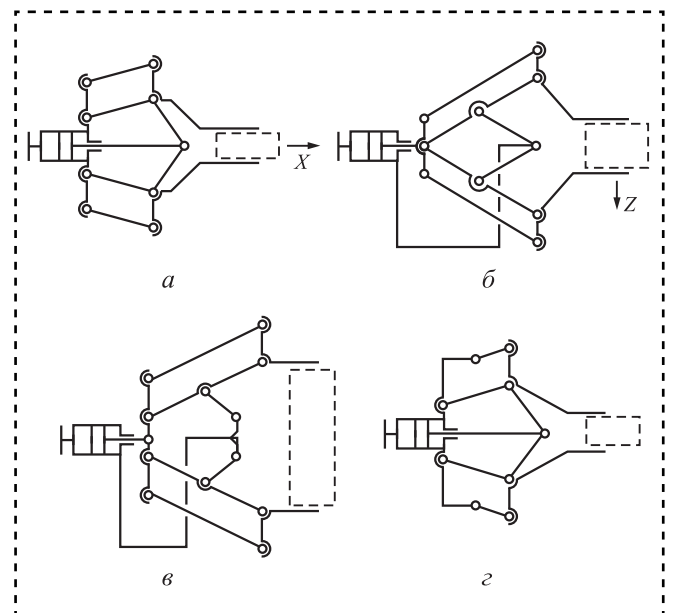


**Рис. 1. Варианты форм рабочих элементов:**

*а* — призматическая; *б* — цилиндрическая; *в* — коническая; 1 — захватываемый объект; 2 — рабочий элемент хватного устройства



**Рис. 2. Распространенные схемы клещевых схватов**



**Рис. 3. Распространенные схемы параллельных схватов**

ментов механизма, для чего некоторые неподвижные соединения заменяют подвижными.

При создании роботизированных технологических комплексов и выборе номенклатуры используемых хватных устройств необходимы технологический анализ конструкций изделий и группирование изделий по конструктивно-технологическим признакам. Детали, подлежащие обработке на роботизированном технологическом комплексе, должны группироваться по ряду признаков:

— по конструктивно-технологическому сходству деталей в целом. Типовыми совокупностями в этом случае являются группы шестерен, втулок, валов, шпинделей и др.;

**Предлагаемые типы схватов**

Форма детали микропривода	Внешний вид детали	Тип схвата	Схема схвата
Вал		Клешевой с призматическими либо цилиндрическими рабочими элементами	
Корпус цилиндрический			
Подшипник		Клешевой с дополнительной фиксацией коническими рабочими элементами	
Магнит		Клешевой с призматическими либо цилиндрическими рабочими элементами	
Обмотка			
Шайба		Плоский за параллельные плоскости	
Шестерни		Клешевой с дополнительной фиксацией коническими рабочими элементами	
Фланец		Плоский за параллельные плоскости	

— по элементарным поверхностям деталей, что позволяет установить единообразные варианты обработки этих поверхностей, а из комбинации этих вариантов получить совокупный технологический процесс обработки любой детали;

— по видам обработки (типам оборудования), единству технологического оснащения и общности настройки станков.

В работе [3] выполнен сравнительный анализ конструктивного устройства микроприводов от крупнейших производителей приводной техники — MAXON MOTOR и FAULHABER — по критериям: тип микропривода, его геометрическая форма и габаритно-присоединительные размеры. Детали микроприводов MAXON MOTOR и FAULHABER сгруппированы по конструктивно-технологическому признаку:



валы, подшипники, шайбы, фланцы, шестерни, прочие детали цилиндрической формы [4, 5]. По выделенному признаку группирования деталей микропривода предложены оптимальные типы схватов для разработки захватывающего устройства промышленного робота, которые наглядно отражены в таблице.

### Заключение

При использовании промышленных роботов на операциях перемещения и при вспомогательных переходах группирование деталей по конструктивно-технологическим признакам должно способствовать сокращению номенклатуры применяемых захватных устройств за счет применения многофункционального схвата. Переход от одних типоразмеров деталей к другим в пределах одного роботизированного технологического комплекса должен сопровождаться минимальным количеством смен захватных устройств и других переналадок промышленного робота.

Проведенное исследование показывает, что в основе рассмотренных микроприводов лежат детали цилиндрической формы различного диаметра. Поэтому универсальным типом схвата будет являться клещевой схват с цилиндриче-

скими рабочими элементами. При проектировании многофункционального захватного устройства на основе клещевых схватов необходимо учитывать разницу в габаритно-присоединительных размерах деталей, особенности их поверхностей, а также способ соединения деталей между собой. Помимо конструкции самого схвата необходимо предусматривать наличие различных поддерживающих и стабилизирующих механизмов.

### Библиографический список

1. **Челпанов И.Б., Колпашиков С.Н.** Схваты промышленных роботов. Л.: Машиностроение: Ленинградское отделение, 1989. 287 с.
2. **ГОСТ 26063–84.** Роботы промышленные. Устройства захватные. Типы, номенклатура основных параметров, присоединительные размеры. М.: Издательство стандартов, 1997. 8 с.
3. **Безъязычный В.Ф., Истратов В.А., Елисеичев Е.А.** Анализ устройства микроприводов, используемых в биопротезировании верхних конечностей, с целью возможности автоматизации технологического процесса сборки // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2021. № 7. С. 291–296.
4. **Precision Drive Systems 2020/2021 MAXON** [Электронный ресурс]. URL: <https://maxongroup.com>
5. **Faulhaber Drive systems** [Электронный ресурс]. URL: <https://www.faulhaber.com/en/about-faulhaber/faulhaber-group/>

## ЧИТАЙТЕ В СЛЕДУЮЩЕМ НОМЕРЕ:

- Розин А.Я.** Сборка однопалубных малых судов из объемных асимметричных частей
- Бардушкин В.В., Сычев А.П.** Моделирование предельных прочностных характеристик фрикционных полимерных композитов, армированных ориентированными волокнами
- Вялов С.А., Рыбак А.Т., Цыбрий И.К., Пелипенко А.Ю.** Трехскоростной гидромеханический привод возвратно-поступательного движения с рекуперацией энергии
- Ноженков М.В.** Фрактальная структура и вихревые потоки в диссипативных системах
- Шалыгин М.Г., Ващишина А.П.** Эффективность фосфорорганических присадок в системе смазывания гребня колеса локомотива
- Эрлих Б.М.** Исследование воздействия возмущающих сил в системе фрикционных автоколебаний с характеристикой Ван дер Поля с учетом нелинейностей сложной структуры
- Васин С.А., Евсеев А.В.** Проектирование роторных и бироторных нонмиксеров
- Иванов А.А., Кренин О.В.** Моделирование сборочного процесса на основе аппарата нечеткой логики



**Е.В. Пантюхина**, канд. техн. наук, **В.В. Прейс**, д-р техн. наук  
(Тульский государственный университет)  
E-mail: elen-davidova@mail.ru

## Математическая модель производительности бункерного загрузочного устройства с тангенциальными карманами и гребенкой

*Рассмотрена математическая модель и приведены результаты компьютерного моделирования фактической производительности усовершенствованного дискового бункерного загрузочного устройства с тангенциальными профильными карманами и зубчатой гребенкой для автоматической загрузки полых и сплошных элементов формы тел вращения с коническим торцом в сборочные технологические системы. Полученные результаты могут быть использованы для оценки фактической производительности бункерного загрузочного устройства на стадии его проектирования.*

*A mathematical model and the results of the actual productivity computer simulation of an improved disk hopper feeding device with tangential profile pockets and a toothed comb for automatic loading of ax symmetric hollow and solid elements with a conical end into assembly technological systems are considered. The results obtained can be used to evaluate the hopper feeding device actual productivity at the design stage.*

**Ключевые слова:** технологическая система, сборка, автоматическая загрузка, бункерное загрузочное устройство, моделирование производительности.

**Keywords:** technological system, assembly, automatic loading, hopper feeding device, productivity simulation.

### Введение

Надежность любых сборочных технологических систем, в том числе, созданных на основе роторных технологических машин и линий, реализующих высокопроизводительную сборку многоэлементных малогабаритных осесимметричных изделий, во многом определяется надежностью систем автоматической загрузки (САЗ), осуществляющих подачу собираемых элементов на сборочные позиции [1]. Основное функциональное устройство САЗ — механическое бункерное загрузочное устройство (БЗУ), обеспечивающее захват, ориентирование и выдачу собираемых элементов в последующие устройства САЗ (накопитель и питатель) во многом определяет производительность и надежность всей сборочной технологической системы [2].

В отраслях специального машино- и приборостроения постоянно разрабатываются новые виды многоэлементных изделий, расширяется их номенклатура, изменяются параметры

и свойства их элементов. В ряде случаев новые изделия и их элементы отличаются от своих предшественников отсутствием явно выраженных геометрических ключей ориентации (смещения центра масс вдоль оси симметрии, асимметрии внешней или внутренней формы) [3]. Поэтому при загрузке подобных элементов производительность и надежность конструкций механических БЗУ существенно снижается, а следовательно, снижается и эффективность сборочных технологических систем в целом, особенно, создаваемых на основе многопозиционных роторных технологических машин.

В целях повышения производительности и надежности механических БЗУ при загрузке малогабаритных осесимметричных изделий и их элементов с неявно выраженными геометрическими ключами ориентации проведено усовершенствование конструкций механических дисковых БЗУ, реализующих пассивные методы ориентирования загружаемых элементов, путем установки дополнительных

конструктивных деталей, например, кольцевых ориентаторов [4].

В работе [5] впервые предложена математическая модель производительности конструкции дискового БЗУ с тангенциальными профильными карманами для сплошных деталей формы тел вращения с явно выраженной асимметрией торцов, один из которых выполнен в виде усеченного конуса. При разработке математической модели принят ряд допущений, в том числе, тангенциальный карман в разрезе имел прямоугольную форму, а западающий в карман элемент рассматривался в форме цилиндра. Поэтому разработанная ранее математическая модель не может быть использована для оценки с требуемой точностью фактической производительности усовершенствованного дискового БЗУ с тангенциальными профильными карманами и зубчатой гребенкой при автоматической загрузке осесимметричных сплошных и полых элементов с коническим торцом, но при неявно выраженной асимметрией по торцам.

Рассмотрим усовершенствованную конструкцию механического дискового БЗУ с тангенциальными профильными карманами для загрузки сплошных или пустотелых осесимметричных элементов с коническим торцом при неявной асимметрии по торцам.

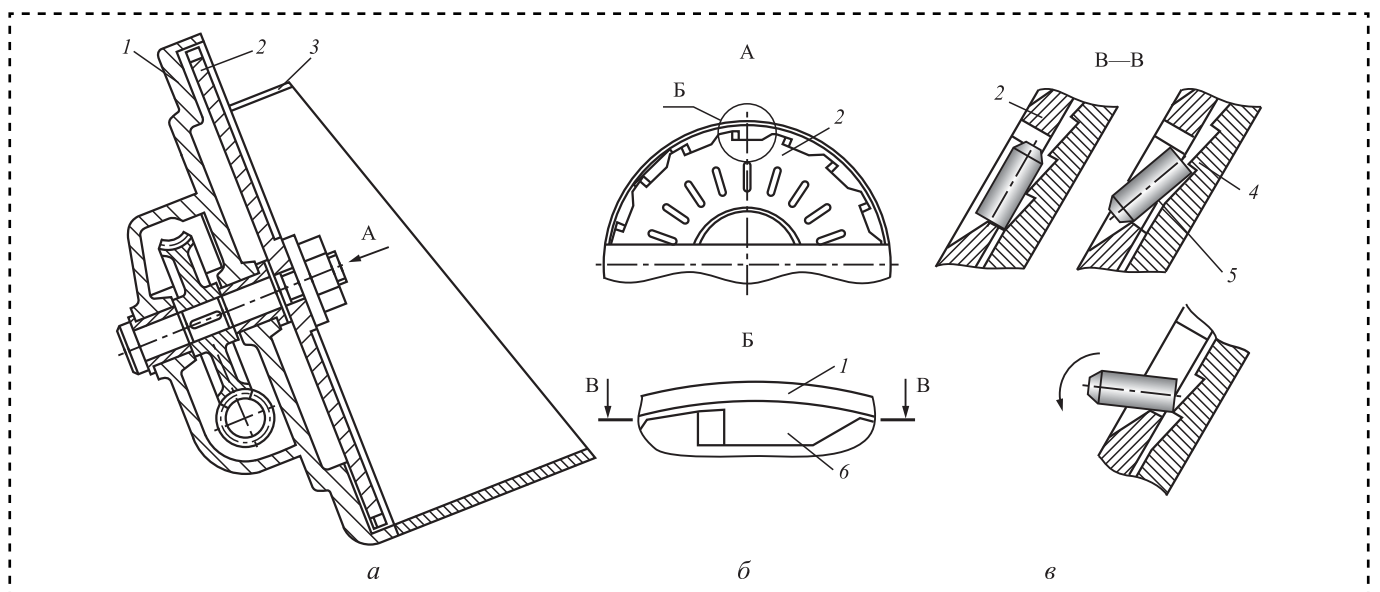
### Конструкция механического дискового БЗУ с тангенциальными профильными карманами и зубчатой гребенкой

На рис. 1 показана конструкция дискового БЗУ с тангенциальными профильными карманами и зубчатой гребенкой [6].

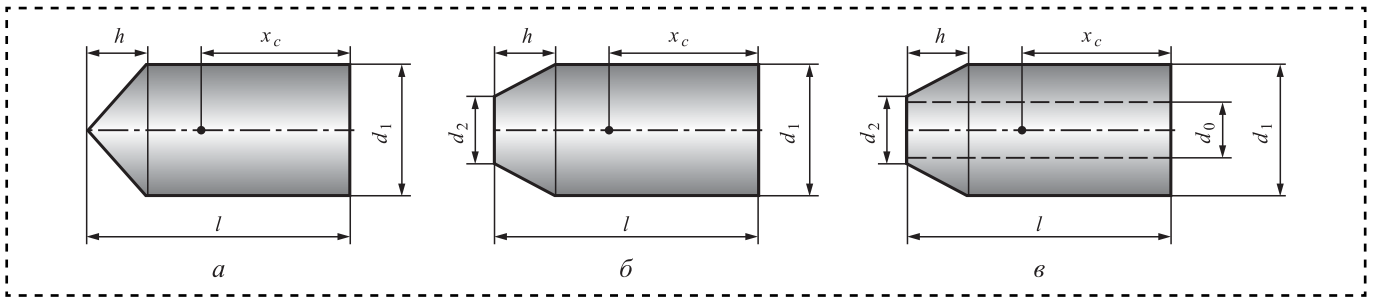
Неподвижное основание 1 образует с обечайкой 3 бункер для хранения "внавал" загружаемых элементов 5. Над основанием 1 в бункере размещен вращающийся диск 2 с тангенциальными профильными карманами 6 и зубчатой гребенкой 4, установленной на неподвижном основании 1 в верхней части бункера под вращающимся диском 2 с карманами 6 (рис. 1, а, б).

При вращении диска 2 элементы 5, находящиеся в бункере, западают в профильные карманы 6. В верхней части бункера запавшие в карманы элементы взаимодействуют с зубчатой гребенкой (рис. 1, в). В зависимости от положения в кармане (коническим торцом вперед по ходу вращения диска или назад) элементы или проходят гребенку и выдаются из БЗУ коническим торцом вперед, или падают из кармана обратно в бункер, где процесс захвата и ориентирования повторяется.

На рис. 2 представлены типовые осесимметричные элементы, загружаемые рассмотренным выше БЗУ: сплошные с коническим заостренным торцом высотой  $h$  (рис. 2, а),



**Рис. 1. Дисковое бункерное загрузочное устройство с тангенциальными профильными карманами и зубчатой гребенкой:** а — вид в разрезе; б — виды А и Б; в — вид В с запавшими в карман элементами: 1 — неподвижное основание; 2 — вращающийся диск; 3 — обечайка; 4 — зубчатая гребенка; 5 — загружаемый элемент; 6 — профильный карман



**Рис. 2. Типовые осесимметричные элементы с коническим торцом:**

*a* — с заостренным коническим торцом (тип 1); *б* — сплошной с торцом в виде усеченного конуса (тип 2); *в* — полый с торцом в виде усеченного конуса (тип 3)

сплошные (рис. 2, *б*) или пустотелые (рис. 2, *в*) элементы с торцом в виде усеченного конуса. Соотношение геометрических размеров загружаемых элементов:  $1,5 \leq l/d_1 \leq 3$ ;  $0,2 \leq h/l \leq 0,3$ ;  $0,9 \leq d_2/d_1 \leq 0,6$ ;  $d_0 \leq d_2$ ;  $x_c \geq 0,5l$ .

### Математическая модель фактической производительности дискового БЗУ

Для оценки фактической производительности механических дисковых БЗУ на стадии их проектирования предложен новый теоретический подход [7], на основе которого построена обобщенная математическая модель фактической производительности БЗУ:

$$\Pi = \frac{60v}{d_1 + \Delta + \delta} \eta_{\max} \left[ 1 - \left( \frac{v}{v_{\max}} \right)^4 \right], \quad (1)$$

где  $\eta_{\max}$  — максимальное значение коэффициента захвата при стремлении частоты вращения или окружной скорости диска к нулю;

$v$  и  $v_{\max}$  — окружная скорость диска по оси карманов и ее максимальное значение, при котором невозможен захват элементов карманами;

$\Delta$  — зазор между внешней поверхностью элемента и стенкой кармана;

$\delta$  — расстояние (шаг) между карманами.

Корректность предложенного теоретического подхода и обобщенной математической модели (1) доказана на основе сопоставления результатов теоретических и экспериментальных исследований производительности ряда усовершенствованных конструкций дисковых БЗУ для элементов с неявными ключами ориентации [8–10].

Для построения математической модели фактической производительности дискового БЗУ с тангенциальными профильными карманами и зубчатой гребенкой для типовых элементов с коническим торцом определим коэффициент  $\eta_{\max}$  и окружную скорость вращения диска  $v_{\max}$  (см. рис. 2).

Для механических дисковых БЗУ с наклонным вращающимся диском максимальный коэффициент захвата определяется выражением

$$\eta_{\max} = \left[ 1 - (1 - p_{i\max})^m (1 - p_{i\min})^r \right] p_c, \quad (2)$$

где  $p_{i\max}$  и  $p_{i\min}$  — максимальное и минимальное значения вероятности  $p_i$ , характеризующие приближение элемента к карману в требуемом для ориентирования положении;

$p_c$  — вероятность отсутствия помех со стороны других элементов;

$m$  — число элементов, которые могли бы разместиться по окружности карманов в зоне, свободной от деталей (для рассматриваемой конструкции БЗУ принимаем  $m = 3$ );

$r$  — число элементов, которое может разместиться по окружности карманов в возможной зоне захвата  $\psi_3$ , определяемой из условий равновесия элемента в кармане.

Для определения максимальной и минимальной вероятности приближения элемента к карману в требуемом положении в БЗУ с тангенциальными карманами были получены выражения, которые позволяют вычислить  $p_{i\min}$  и  $p_{i\max}$  для широкой номенклатуры полых и сплошных элементов с коническим торцом для различных отношений  $l/d_1$  и коэффициентов трения:



$$p_{i \max} = p_k \frac{1}{\pi} \times \left( \begin{aligned} & \pi - \arccos \left( \frac{x_c}{\sqrt{x_c^2 + 0,25d_1^2}} \right) - \\ & - \arccos \left( \frac{l-h-x_c}{\sqrt{(l-h-x_c)^2 + 0,25d_1^2}} \right) - \\ & - 2 \arcsin \frac{\mu}{\operatorname{tg} \alpha} \end{aligned} \right); \quad (3)$$

$$p_{i \min} = p_k \frac{1}{\pi} \times \left( \arcsin \frac{d_1 + \Delta}{\sqrt{(l-h)^2 + d_1^2}} - \operatorname{arctg} \frac{d_1}{l-h} \right); \quad (4)$$

где  $p_k$  — вероятность того, что элемент, засыпанный в бункер, окажется на поверхности вращающегося диска требуемой для захвата поверхностью (в рассматриваемом случае — цилиндрической);

$x_c$  — расстояние от торца цилиндрической части элемента диаметром  $d_1$  вдоль оси симметрии до центра масс (см. рис. 2);

$l$  — длина элемента;

$h$  — высота конического торца элемента.

Вероятность  $p_k$  зависит от типа элемента и его внешней формы:

— для сплошных элементов с заостренным коническим торцом (тип 1, см. рис. 2, а):

$$p_k^1 = \frac{x_c}{\sqrt{4x_c^2 + d_1^2}} + \frac{l-x_c}{\sqrt{4(l-x_c)^2 + d_1^2}}; \quad (5)$$

— для полых и сплошных элементов с торцом в виде усеченного конуса (тип 2, см. рис. 2, б и тип 3, см. рис. 2, в):

$$p_k^{2,3} = \frac{x_c}{\sqrt{4x_c^2 + d_1^2}} + \frac{l-x_c}{\sqrt{4(l-x_c)^2 + d_2^2}}. \quad (6)$$

Координаты центра масс каждого из трех типов элементов:

— для сплошных элементов с заостренным коническим торцом (тип 1):

$$x_c^1 = \frac{1,5(l-h)^2 + h(l-0,75h)}{3l-2h}; \quad (7)$$

— для сплошных элементов с торцом в виде усеченного конуса (тип 2):

$$x_c^2 = \frac{1,5d_1^2(l-h) + x_u(d_1^2 + d_2^2 + d_1d_2)}{3d_1^2\left(\frac{l}{h}-1\right) + (d_1^2 + d_2^2 + d_1d_2)}; \quad (8)$$

— для полых элементов с торцом в виде усеченного конуса (тип 3):

$$x_c^3 = \frac{1,5(l-h)^2(d_1^2 - d_0^2) + x_u h(d_1^2 + d_2^2 + d_1d_2 - 3d_0^2)}{3(d_1^2 - d_0^2)(l-h) + h(d_1^2 + d_2^2 + d_1d_2 - 3d_0^2)}; \quad (9)$$

$$x_u = l-h + \frac{h}{4} \frac{d_1^2 + 3d_2^2 + 2d_1d_2}{d_1^2 + d_2^2 + d_1d_2}, \quad (10)$$

где  $d_0$  — внутренний диаметр полого элемента;  $d_2$  — диаметр торца элемента со стороны усеченного конуса (см. рис. 2).

На рис. 3 представлены графики зависимостей вероятностей  $p_{i \min}$  и  $p_{i \max}$  от соотношения габаритных размеров элементов  $l/d_1$  для всех трех типов загружаемых элементов (сплошных с коническим торцом, сплошных и полых с торцом в виде усеченного конуса) при коэффициентах трения  $\mu = 0,3; 0,3; 0,2$  (для вероятности  $p_{i \max}$ ).

Существенное влияние на вероятность  $p_{i \max}$  оказывает коэффициент трения. При этом увеличение отношения  $l/d_1$  для любого значения коэффициента трения приводит к увеличению вероятности  $p_{i \max}$  от 2 до 5 раз, а вероятность  $p_{i \min}$ , наоборот, при увеличении отношения  $l/d_1$  с 1,5 до 3, уменьшается. Это существенно сказывается на максимальном значении коэффициента захвата  $\eta_{\max}$  и, следовательно, фактической производительности БЗУ.

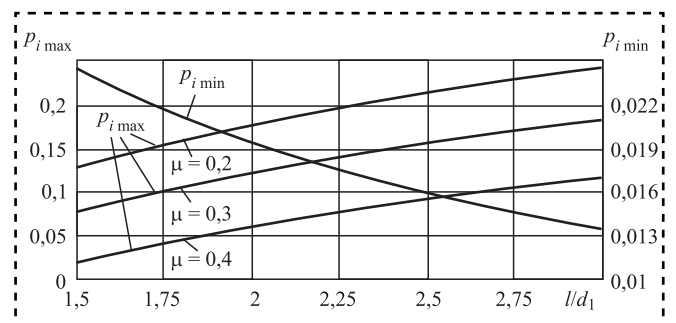


Рис. 3. Графики для определения максимальных значений вероятностей  $p_{i \min}$  (при различных коэффициентах трения) и минимальных значений вероятности  $p_{i \max}$  в зависимости от отношения  $l/d_1$

Число элементов, которое может разместиться по окружности карманов вращающегося диска БЗУ с тангенциальными профильными карманами и зубчатой гребенкой, определим по выражению

$$r = \frac{\pi R \psi_3}{180l}, \quad (11)$$

где  $R$  — начальный радиус вращающегося диска БЗУ по осям профильных карманов.

Математические выражения для определения зоны захвата  $\psi_3$  получены из анализа условий равновесия подошедшего к карману элемента под действием всех приложенных к элементу сил с учетом его геометрических параметров, размеров кармана и коэффициента трения  $\mu$ . Поскольку полученные выражения достаточно громоздки, то ограничимся представлением графиков (рис. 4), построенных на их основе, которые позволяют наглядно оценить величину  $\psi_3$  для всех рассмотренных выше типов загружаемых элементов в зависимости от отношения  $l/d_1$  и коэффициента трения.

В зависимости от типа элемента величина зоны захвата находится в диапазоне 70...140°.

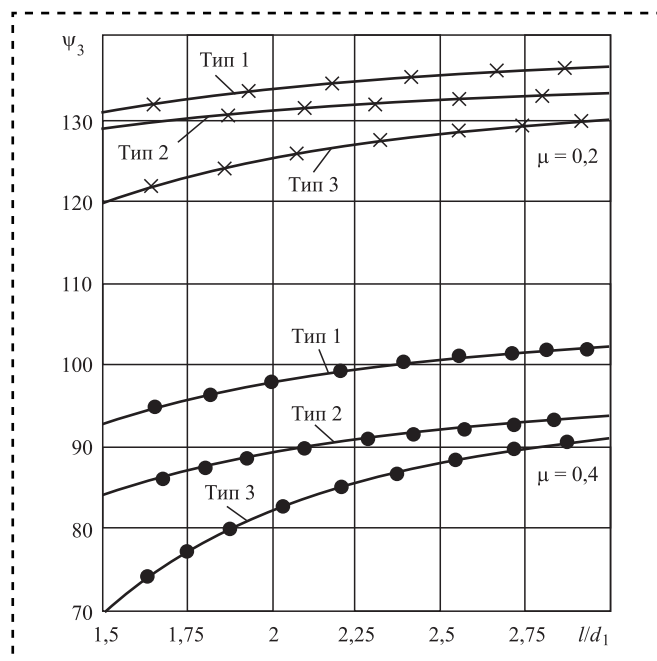


Рис. 4. Графики зависимости величины зоны захвата  $\psi_3$  от соотношения габаритных размеров загружаемых элементов ( $\mu = 0,2$ ;  $\mu = 0,4$ ):

1 — для сплошных элементов с заостренным коническим торцом; 2 — для сплошных элементов с торцом в виде усеченного конуса; 3 — для полых элементов с торцом в виде усеченного конуса

При этом зона захвата элементов с соотношением габаритных размеров  $l/d_1 = 3$  по сравнению с  $l/d_1 = 1,5$  увеличивается на 8...30 % в зависимости от коэффициента трения.

Вероятность  $p_c$ , характеризующая отсутствие помех от других элементов для западания элемента в карман в требуемом для ориентирования положении, определим по выражению

$$p_c = 1 - \frac{1}{2\sqrt{2}\pi n \Sigma F} \times \sum_{i=1}^{i=n^2} \left( (F_1 + F_2)_i \sqrt{\xi_{xi}^2 + \xi_{yi}^2} \right), \quad (12)$$

где  $n$  — число поверхностей, ограничивающих элемент (для элементов типа 1  $n = 3$ , для элементов типов 2 и 3  $n = 4$ );

$\Sigma F$  — площадь всех поверхностей, ограничивающих элемент, определяемая в зависимости от типа элемента:

— для сплошных элементов с заостренным коническим торцом (тип 1):

$$\Sigma F = 0,25\pi d_1^2 + \pi d_1(l-h) + 0,5\pi d_1 \sqrt{h^2 + 0,25d_1^2}; \quad (13)$$

— для полых и сплошных элементов с торцом в виде усеченного конуса (тип 2 и тип 3):

$$\Sigma F = 0,25\pi d_1^2 + 0,25\pi d_2^2 + \pi d_1(l-h) + 0,5\pi(d_1 + d_2) \sqrt{h^2 + 0,25(d_1^2 + d_2^2)}; \quad (14)$$

$F_1$  и  $F_2$  — площади каждой из двух прилегающих поверхностей;

$\xi_{xi}$ ,  $\xi_{yi}$  — наибольшие углы поворота  $i$ -х сторон прилегающих элементов без их разъединения вокруг соответствующих осей.

Углы  $\xi_{xi}$ ,  $\xi_{yi}$  в случае прилегания гладких и ровных поверхностей элемента определяются как  $\xi_{xi} = \xi_{yi} = 2\mu_0$ , а при контакте сферических или конических поверхностей с другими —  $\xi_{xi} = 2\mu_0$ ,  $\xi_{yi} = 0$ , где  $\mu_0$  — коэффициент трения соприкасающихся поверхностей элементов.

Для определения  $v_{\max}$  исходим из того, что при  $v = v_{\max}$  производительность БЗУ будет стремиться к нулю, так как ни один элемент не успеет запасть в карман на необходимую для его захвата глубину. При расчете примем условие, что элемент начинает западать в карман при частичном отрыве его от стенок при отсутствии



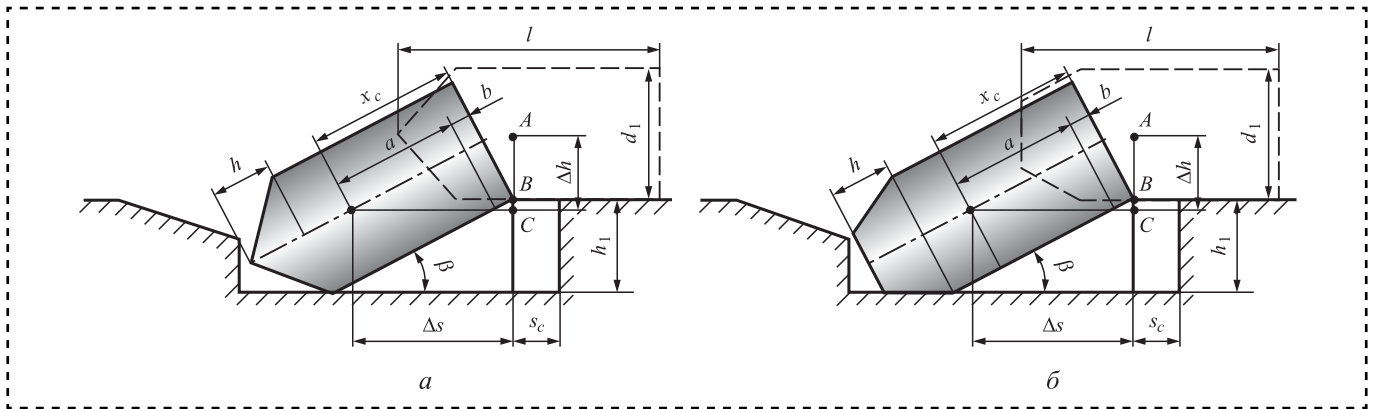


Рис. 5. Расчетные схемы процесса захвата элемента движущимся карманом:

*a* — для сплошных элементов с заостренным коническим торцом; *б* — для сплошных и полых элементов с торцом в виде усеченного конуса

трения. Тогда для максимального значения  $v_{\max}$  получим выражение

$$v_{\max} = \Delta s \sqrt{\frac{g}{2\Delta h}}, \quad (15)$$

где  $\Delta s$  — расстояние, которое проходит центр масс загружаемого элемента, определяемый расстоянием  $x_c$ , погружаясь в карман на глубину  $\Delta h$ ;

$g$  — ускорение свободного падения.

Для определения параметров  $\Delta h$  и  $\Delta s$  воспользуемся расчетными схемами, представленными на рис. 5 для всех типов элементов:

$$\Delta h = 0,5d_1 + (x_c - 0,5d_1 \operatorname{ctg} \beta) \sin \beta; \quad (16)$$

пройденный центром масс путь:

$$\Delta s = \frac{0,5d_1}{\sin \beta} + (x_c - 0,5d_1 \operatorname{ctg} \beta) \cos \beta + s_c, \quad (17)$$

где  $\beta = \arcsin \frac{h_1}{l-h}$  — угол наклона загружаемого элемента в кармане (см. рис. 5);

$s_c = h$  — ширина наклонного участка профильного кармана.

Таким образом, математическая модель фактической производительности БЗУ с тангенциальными карманами и зубчатой гребенкой для загрузки ряда типоразмеров рассматриваемых элементов с коническим торцом (см. рис. 2) будет представлена совокупностью математических выражений (1)—(17).

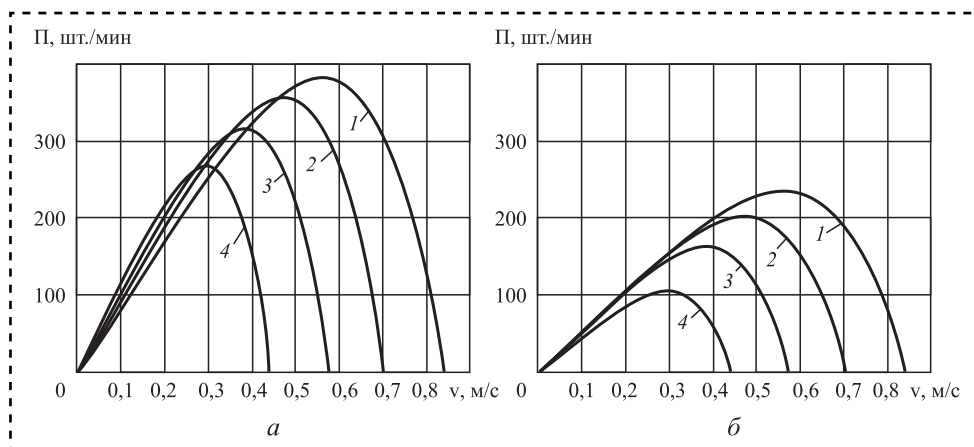
### Компьютерное моделирование фактической производительности дискового БЗУ

Разработанная математическая модель фактической производительности дискового БЗУ с тангенциальными профильными карманами и зубчатой гребенкой реализована в стандартной программной среде MathCad.

На рис. 6 в качестве примера представлены результаты компьютерного моделирования фактической производительности БЗУ для сплошных элементов с коническим торцом (см. рис. 2, *a*) в виде графиков зависимостей фактической производительности от окружной скорости вращающегося диска для четырех значений  $l/d$  и двух значений коэффициента трения  $\mu$ .

Максимальная производительность тангенциального БЗУ с гребенкой при загрузке сплошных элементов с коническим торцом составляет от 170 до 295 шт./мин при коэффициенте трения  $\mu = 0,35$  и от 115 до 245 шт./мин при  $\mu = 0,4$ ; при загрузке сплошных элементов с торцом в виде усеченного конуса — от 160 до 270 шт./мин при  $\mu = 0,35$  и от 120 до 225 шт./мин при  $\mu = 0,4$ ; при загрузке сплошных элементов с торцом в виде усеченного конуса — от 195 до 305 шт./мин при  $\mu = 0,35$  и от 145 до 255 шт./мин при  $\mu = 0,4$ .

Существенное влияние на фактическую производительность БЗУ с тангенциальными профильными карманами и гребенкой оказывают отношение габаритных размеров и коэффициент трения элементов о поверхность вращающегося диска с карманами. При этом



**Рис. 6. Результаты компьютерного моделирования фактической производительности бункерного загрузочного устройства с гребенкой для сплошных элементов с коническим торцом при различных соотношениях их габаритных размеров и значениях коэффициента трения:**

$a - \mu = 0,2$ ;  $b - \mu = 0,4$ ;  $1 - l/d = 3$ ;  $2 - l/d = 2,5$ ;  $3 - l/d = 2$ ;  $4 - l/d = 1,5$

увеличение коэффициента трения в 2 раза приводит к снижению производительности БЗУ в 1,6–2,5 раза, а увеличение отношения  $l/d_1$  для любого значения коэффициента трения — к снижению фактической производительности БЗУ на 10–20 %.

### Заключение

Разработанная математическая модель позволяет на стадии проектирования спрогнозировать значения фактической производительности и выбрать оптимальные параметры тангенциального БЗУ с гребенкой при загрузке различных типоразмеров полых и сплошных элементов с коническим торцом в оборудование автоматических роторных линий для сборки многоэлементных изделий в отраслях машино- и приборостроения с производительностью от 120 до 310 шт./мин.

### Библиографический список

1. **Прейс В.В.** Надежность автоматических роторно-конвейерных линий для сборки многоэлементных изделий // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2003. № 10. С. 17–22.
2. **Прейс В.В.** Системы автоматической загрузки штучных предметов обработки в роторные и роторно-конвейерные линии // Вестник машиностроения. 2002. № 12. С. 16–19.
3. **Пантюхина Е.В., Прейс В.В.** Механические бункерные загрузочные устройства для элементов патронов стрелкового оружия с неявной асимметрией // Труды XII общероссийской научно-практической конференции "Инновационные технологии и тех-

нические средства специального назначения": В 3 т. Сер. "Библиотека журнала "Военмех. Вестник БГТУ". Санкт-Петербург, 2020. С. 79–85.

4. **Давыдова Е.В., Прейс В.В.** Бункерное загрузочное устройство для деталей с неявно выраженной асимметрией торцов // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2007. № 9. С. 28–33.

5. **Давыдова Е.В., Прейс В.В., Провоторова К.Н.** Математическая модель производительности дискового бункерного загрузочного устройства с тангенциальными профильными гнездами // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 10. С. 7–10.

6. **Патент** на полезную модель 158620 РФ. МПК В 23 Q 7/02. Бункерное загрузочное устройство для стержневых заготовок с цилиндрической формой одного из торцов и конической формой другого / Е.В. Давыдова, В.В. Прейс, Д.А. Провоторов, К.Н. Провоторова, заявл. 23.12.2014; опубл. 20.01.2016. Бюл. № 2.

7. **Pantuykhina E.V.** Integrated approach methodology for evaluating the feed rate of mechanical disk hopper-feeding devices // IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conference Series. 2020 Vol. 1546. P. 012024. DOI: 10.1088/1742-6596/1546/1/012024.

8. **Давыдова Е.В., Прейс В.В.** Аналитическая модель и методика расчета производительности вертикального бункерного загрузочного устройства // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2010. № 9. С. 27–31.

9. **Бурцев Д.В., Давыдова Е.В., Прейс В.В.** Математическая модель производительности дискового бункерного загрузочного устройства с радиальными профильными гнездами // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 9. С. 33–36.

10. **Хачатурян А.В., Пантюхина Е.В., Прейс В.В.** Математическая модель фактической производительности зубчатого бункерного загрузочного устройства с кольцевым ориентатором для пустотелых деталей // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2019. № 7. С. 98–110.



**С.А. Васин**, д-р техн. наук, **А.В. Евсеев**, канд. техн. наук  
(Тульский государственный университет)  
E-mail: ews1972@mail.ru

## Проектирование конвейерных нонмиксеров

*Рассмотрены вопросы структурного синтеза и расчета основных конструкторско-технологических характеристик одного из вариантов компоновки нонмиксеров конвейерного исполнения, предназначенных для приготовления гетерогенных смесей, в том числе из трубчатых длинномерных компонентов.*

*The questions of structural synthesis and calculation of the main design and technological characteristics of one of the variants of the layout of conveyor-type nonmixers intended for the preparation of heterogeneous mixtures, including those made of tubular long-length components, are considered.*

**Ключевые слова:** приготовление смесей, малые партии компонентов, конвейерные нонмиксеры, методика проектирования оборудования.

**Keywords:** preparation of mixtures, small batches of components, conveyor nonmixers, equipment design methodology.

### Введение

Программы выпуска смесевой продукции из различных (сыпучих, увлажненных, штучных и др.) компонентов очень сильно различаются: в одном случае она измеряется десятками тонн в смену, в другом — лишь сотнями килограммов. В связи с этим предприятию необходимо иметь как специальные аппараты [1–7], предназначенные для выпуска одного типоразмера массовой продукции, так и универсальные, на которых можно приготавливать различные номенклатуры смесевых продуктов [8, 9]. При этом принципы проектирования специальных и универсальных аппаратов существенно отличаются друг от друга.

Процессу проектирования как универсальных, так и специальных конвейерных нонмиксеров для приготовления смесей присущи общие принципы, которыми руководствуются при проектировании любой технической системы. Проектирование технической системы складывается из трех этапов: разработка принципиальной схемы машины; расчет и определение размеров, масс и т.п.; выбор оптимальных схем конструкций. Однако такой подход продолжителен по срокам создания новой техники.

Более целесообразно использовать агрегатно-модульный принцип, заключающийся в том, что нонмиксер комплектуется из имеющихся узлов и механизмов, и задача конструктора заключается в таком подборе этих составляющих элементов, чтобы они были функционально совместимы и в совокупности реализовывали бы процесс получения заданной продукции. Например, конвейерный аппарат непрерывного действия для формирования из трубок (длинномеров) смеси с барабанными дозаторами включает в себя четыре типа модулей [3, 5–7, 9]:

- модуль загрузки, состоящий из кассеты и роторного дозирующего устройства;
- основной (технологический) модуль, представляющий собой транспортер, где суммируются потоки малых партий;
- модуль выгрузки продукции;
- модуль контроля и управления процессом и аппаратом (СУ).

Имеющийся типаж каждой модульной группы для всей номенклатуры трубок позволяет исключить при проектировании второй этап и от принципиальной схемы перейти непосредственно к третьему этапу — выбору оптимальных схем конструкции нонмиксера для нонмиксинга конкретной продукции.

## Проектирование конвейерных нонмиксеров для приготовления гетерогенных (длинномерных штучных трубчатых) смесей

Исходными данными при проектировании нонмиксера [1] являются:

- характеристика продукта (диаметр, длина и масса трубки, их диапазон, прогиб трубки, прочностные данные и др.);
- требования по качеству нонмиксинга (коэффициент вариации или другой критерий);
- производительность нонмиксера (массовая или штучная);
- максимально возможное число малых партий;
- диапазон возможного соотношения малых партий в общей.

Конвейерные нонмиксеры для приготовления смесей, как и любые технологические машины, проектируют либо на заданную, либо на максимальную производительность.

Специальные нонмиксеры предназначены для синтеза смеси одного конкретного вида продукции, программа выпуска которого очень велика и поэтому следует проектировать нонмиксер, исходя из предельно возможных значений производительности составляющих модулей.

Модули загрузки могут обеспечить практически любую производительность, так как их можно поставить сколь угодно много. Модуль загрузки может иметь различные конструктивные реализации и обеспечить очень большую пропускную способность. Система управления позволяет, учитывая наличие быстродействующих ЭВМ, управлять большим количеством устройств в единицу времени. Поэтому ограничивающим звеном в нонмиксере является технологический модуль, так как однорядное расположение дозаторов диктует конкретную транспортную скорость, максимум которой ограничен динамикой работы узлов транспортера, условиями приема доз на транспортер, условиями безопасной работы и т.п. Поэтому вначале следует определить или назначить максимально возможную транспортную скорость транспортера, а затем определить максимальную производительность нонмиксера.

При проектировании нонмиксера на заданную производительность определяют, не превышает ли заданная производительность

максимальную. В случае превышения заданная производительность приравнивается к максимальной, а заданный объем выпуска обеспечивается созданием нескольких образцов аппарата.

На первом этапе подбирают необходимый модуль загрузки. Исходя, например, из типоразмера трубки, выбирают из соответствующего типажа кассету и роторное дозирующее устройство.

Одним из основных вопросов при компоновке конвейерных нонмиксеров для приготовления смесей является определение числа модулей загрузки и частоты вращения роторов дозаторов. В случае невысоких требований к качеству смеси нет необходимости устанавливать подпитывающие дозирующие устройства и минимально необходимое число модулей загрузки аппарата с массовой производительностью для конкретного компонента определяют в следующей последовательности:

1. Расчет  $j$ -й доли производительности нонмиксера, соответствующей массе  $j$ -го компонента, подаваемого в единицу времени:

$$P_j = P_{j_{\text{мас}}} P,$$

где  $P_{j_{\text{мас}}}$  — массовая доля  $j$ -го компонента;  
 $P$  — производительность нонмиксера.

2. Расчет числа роторных дозирующих устройств, необходимых для подачи доз  $j$ -го компонента:

$$W_j = \frac{1000 P_j}{\omega_{0j} P_d},$$

где  $\omega_{0j}$  — средняя масса трубки  $j$ -й малой партии;

$P_d$  — производительность роторного дозирующего устройства, предназначенного для подачи всех компонентов.

В случае дробного значения  $W_j$  необходимо округлить до ближайшего большего целого числа.

Минимально необходимое число модулей загрузки для синтеза смеси из шести компонентов:

$$W = \frac{P_{\text{шт}}}{P_d} + 6,$$

где  $P_{\text{шт}}$  — дозовая производительность аппарата,



$$P_{шт} = \sum_{j=1}^J \frac{P_{дj}}{\omega_{0j}}$$

3. Расчет принятой производительности  $P_{дj}^{пр}$  дозирующего устройства, подающего  $j$ -й компонент:

$$P_{дj}^{пр} = \frac{1000P_j}{\omega_{0j}W_j^{пр}},$$

где  $W_j^{пр}$  — принятое число дозирующих устройств, подающих  $j$ -й компонент.

Частота вращения ротора каждого  $j$ -го дозирующего устройства:

$$n_{pj} = \frac{P_{дj}^{пр}}{Z_j\eta_1\eta_2},$$

где  $Z_j$  — число пазов (позиций) ротора  $j$ -го дозирующего устройства;

$\eta_1$  — коэффициент выдачи доз на транспортер, учитывающий незападание доз в пазы (позиции) ротора, проскальзывание ротора и т.п. ( $\eta_1 \approx 0,8...0,85$ );

$\eta_2$  — коэффициент использования нонмиксера (для конвейерных нонмиксеров для приготовления смесей штучных компонентов  $\eta_2 \approx 0,9$ ).

При повышенных требованиях к качеству нонмиксинга аппарат должен включать также дозирующие устройства, число которых должно быть не менее наибольшего числа малых партий и которые могут работать в двух режимах: как подпитывающие, получающие команду на выдачу недостающих доз компонентов, и как основного в случае невысоких требований к качеству нонмиксинга или в случае отказа основных дозирующих устройств, или же в случае небольшого числа самих компонентов [1, 2, 6].

Так, в зависимости от длины трубки, точности ее изготовления и производительности выбирается тип транспортно-ориентирующего устройства (технологический модуль) и устройства выгрузки (модуль выгрузки) из имеющегося типажа соответствующих механизмов. Для обеспечения однородности продукта нужно осуществлять нонмиксинг от двух до шести компонентов (малых партий). При этом в соответствии с техническими условиями масса каждой малой партии должна быть не менее 1 т, а разница между массами малых партий не

должна превышать 6 т, т.е. соотношение между партиями колеблется от 1:1 до 1:7 [5].

При проектировании универсального или специализированного конвейерного нонмиксера для приготовления гетерогенных смесей в качестве исходных данных необходимо иметь технические паспорта на каждый из компонентов или например для трубчатого продукта необходимо иметь также номенклатуру трубок, а также минимально допускаемую производительность дозаторов и самого нонмиксера для каждого типоразмера трубки. Исходя из номенклатуры трубок, необходимо выбрать из типажа кассет четыре комплекта, каждый из которых обеспечит загрузку, транспортирование, выгрузку и хранение продукции длиной соответственно: первый комплект — от 79 до 94 мм; второй — от 102 до 130 мм; третий — от 127 до 151 мм и четвертый — от 179 до 190 мм. С учетом диаметра и длины трубки выбирается универсальное дозирующее устройство, в котором регулируемые боковые стенки обеспечивают загрузку трубки длиной от 79 до 190 мм, а четыре комплекта съемных роторов (барбанов) позволяют поштучно выдавать трубки диаметром от 2,7 до 6,8 мм.

4. Расчет минимального числа дозирующих устройств, необходимых для получения максимальной, исходя из однорядного расположения трубок на транспортере, производительности нонмиксера для каждого типоразмера трубок при любом варианте синтеза (синтез от двух до шести партий с соотношением от 1:1 до 1:7). Для этого вначале установим  $i$ -й типоразмер трубки, который потребует наибольшего числа дозирующих устройств.

5. Расчет наибольшего числа дозирующих устройств для типоразмера трубок, имеющего наименьший коэффициент относительной производительности, представляющий собой отношение производительности одного дозирующего устройства  $P_{дi}$  к максимальной цикловой производительности автомата  $P_{a_{maxi}}$ :

$$K_{Pi} = \frac{P_{дi}}{P_{a_{maxi}}} = \frac{n_i Z_i \Delta l'_i}{P_{a_{maxi}}},$$

где  $\Delta l'_i$  — погонная длина транспортера, необходимая для расположения одной трубки.

Так как частота вращения барабанов и транспортная скорость транспортера изменяются незначительно, а высота падения трубки на

транспортёр небольшая, то  $\Delta l_i$  можно принять пропорциональной длине трубки.

Тогда уравнение для коэффициента относительной производительности можно записать как

$$K_{\Pi_i} \cong C_K Z_i \Delta l_i,$$

где  $C_K$  — постоянный коэффициент;

$\Delta l_i$  — длина трубки  $i$ -го типоразмера.

Таким образом, лимитирующим является типоразмер трубки, имеющий наименьшее произведение числа пазов ротора, характеризующего диаметр трубки, на длину трубки.

Порядок нахождения числа дозирующих устройств для лимитирующего варианта аналогичен порядку при проектировании конвейерных нонмиксеров для приготовления смесей.

В дальнейшем из имеющегося типажа выбирают четыре комплекта механизма выгрузки.

### Методика проектирования конвейерного аппарата на заданный нонмиксинг трубчатых длинномеров

#### Структура конвейерного нонмиксера

Конвейерные нонмиксеры для приготовления смесей (рис. 1 на стр. 3 обложки) состоят из конвейеров подачи элементов (трубок) с сушкой и ножами 1, механизмов выгрузки 2, кассет 3, дозирующих устройств 4, транспортера выгрузки сформированных доз 5 и емкости для смеси 6 [5, 7].

Конвейерные нонмиксеры для приготовления смесей изготавливают в специализированном переналаживаемом варианте для нонмиксинга трубчатой продукции нескольких типоразмеров:

— в зависимости от ширины полотна рабочего органа транспортера аппарата:

1.0.0. — с шириной полотна 200 мм;

2.0.0. — с шириной полотна 300 мм;

3.0.0. — с шириной полотна 400 мм;

— в зависимости от длины полотна:

0.1.0. — с длиной полотна 6000 мм;

0.2.0. — с длиной полотна 9000 мм;

0.3.0. — с длиной полотна 12 000 мм;

— в зависимости от числа установленных дозаторов:

0.0.1. — с числом дозаторов 6;

0.0.2. — с числом дозаторов 9;

0.0.3. — с числом дозаторов 12.

В зависимости от выполняемых функций системы управления автоматы могут быть без подпитывающих дозирующих устройств и с подпитываемыми дозирующими устройствами, в обозначении которых в конце нумерации ставится буква П.

#### Основные параметры конвейерных нонмиксеров для приготовления смесей

Основными показателями технико-экономической эффективности работы нонмиксера при обязательном условии обеспечения качества в соответствии с техническими условиями на нонмиксинг трубчатой продукции являются цикловая производительность и время нонмиксинга продукции определенной массы [1, 2, 6].

В качестве цикловой производительности принимается величина полученной в заданный интервал времени массы продукции при равном соотношении составляющих партий для двух предельных типоразмеров продукции.

В качестве более общего критерия эффективности принято время  $T$ , в течение которого получена смесь массой, равной массе автомата.

Кассеты выполняют в двух вариантах: в специальном (непереналаживаемом) варианте для укладки трубок одного типоразмера или трубок двух-трех близких типоразмеров и в универсальном (переналаживаемом) варианте для укладки трубок всех типоразмеров. Механизм загрузки — в двух вариантах: с тремя передающими пластинами или с двумя передающими пластинами. Дозирующие устройства — в двух вариантах (рис. 2 на стр. 3 обложки): в специальном (непереналаживаемом) варианте для подачи трубок одного типоразмера; в специализированном (переналаживаемом) варианте для трубок различного диаметра и различной длины с переналадкой бункера и барабана поштучной выдачи.

Дозирующие устройства оснащены приводом со ступенчатым регулированием, укомплектованным семью обратимыми парами сменных шестерен, которые обеспечивают частоты вращения: 9,8; 10,5; 11,2; 12; 12,8; 13,9; 14,7; 15,7; 16,8; 18; 19,2; 20,5; 22 мин<sup>-1</sup>. Таким образом, диапазон регулирования частоты вращения барабанов дозатора и, соответственно, производительности дозатора, равен 2,25.

Привод обеспечивает непрерывное перемещение конвейерного транспортера (рис. 3



на стр. 3 обложки), вращение барабанов дозирующих устройств и колебательное движение пластин механизма выгрузки. Транспортная лента во всех аппаратах перемещается со скоростью 415 мм/с.

Выгрузка сформированных доз смеси элементов (трубок) осуществляется в емкость для смеси (рис. 4 на стр. 3 обложки).

#### Расчет основных параметров конвейерного нонмиксера для штучных компонентов

Исходные данные для подбора конвейерного нонмиксера для приготовления смесей:

- масса общей партии  $G$ , кг;
- число синтезируемых партий  $j$ ;
- соотношение масс  $j$ -х партий —  $P_{1b}$ ,  $P_{2b}$ , ...,  $P_j$ ;
- средняя плотность  $j$ -й партии  $\gamma_{cpj}$ , г/см<sup>3</sup>;
- средний диаметр трубки  $j$ -й партии  $d_{cpj}$ , мм;
- диаметр трубки (свода)  $2\delta$ , мм;
- средняя длина трубки  $l_{cp}$ , мм;
- производительность  $\Pi$ , кг/ч.

Последовательность выбора:

1. Средняя масса трубки  $\omega_{cpj}$ , г, каждой  $j$ -й малой партии:

$$\omega_{cpj} = \frac{\pi}{4} (D_{cpj}^2 - d_{cpj}^2) \frac{l_{cp} \gamma_{cp}}{1000},$$

где  $D_{cp}$  — средний диаметр паза дозатора.

2. Масса каждой  $j$ -й малой партии  $G_j$ :

$$G_j = \frac{GP_{jb}}{\sum_{j=1}^J P_{jb}}$$

3. Число трубок каждой  $j$ -й малой партии

$$m_j = \frac{G_j}{\omega_{cpj}} 1000.$$

4. Штучные пропорции  $j$ -й малых партий: примем  $P_{\min} = 1$  для той малой партии, которая имеет минимальное число трубок  $m$ , т.е.  $m_{\min} \rightarrow P_{\min} = 1$ :

$$P_j = \frac{m_j}{m_{\min}}.$$

5. Сумма штучных пропорций

$$P = P_1 + P_2 + \dots + P_j.$$

6. Число дозирующих устройств, подающих трубки  $j$ -й малой партии при условии нонмиксинга на автомате, имеющем шесть дозирующих устройств:

$$W_{j\text{расч}} = \frac{P_j}{P} 6.$$

Полученные значения округляют в большую или меньшую сторону до целого числа таким образом, чтобы общая сумма дозаторов была равна 6.

7. Штучная производительность  $\Pi_{dj}$ , шт./мин, тех  $j$ -х дозаторов, число которых уменьшали, принимая при этом максимальную частоту вращения барабана, равную 22 мин<sup>-1</sup>:

$$\Pi_{dj} = n\zeta = 22\zeta,$$

где  $\zeta$  — число пазов барабана дозатора.

8. Расход  $j$ -й малой партии, кг/ч:

$$\Pi_j = \Pi_{dj} W_j \omega_{cpj} \frac{60}{1000}.$$

9. Расход остальных малых партий из соотношения

$$\frac{\Pi_j^B}{\Pi_{j+1}^B} = \frac{P_j}{P_{j+1}}.$$

Отсюда

$$\Pi_{j+1}^B = \Pi_j^B \frac{P_{j+1}}{P_j}.$$

10. Частота вращения барабанов дозаторов, подающих остальные малые партии

$$n_{j+1} = \frac{\Pi_{j+1}^B}{W_j \omega_{cpj} \zeta}.$$

Ввиду ступенчатого регулирования частоты вращения барабанов дозаторов расчетное значение  $n_{j+1}$  может отличаться от аппаратного. Поэтому для обеспечения более точного заданного соотношения малых партий барабаны дозаторов, подающих  $j + 1$  малую партию, могут вращаться с различными частотами вращения, однако, при условии, что общий расход  $j + 1$  малой партии должен быть равен  $\Pi_{j+1}$ .

11. Цикловая производительность аппарата

$$\Pi_{\text{ан}}^B = \sum_{j=1}^J \Pi_j^B.$$



12. Прогнозируемая производительность аппарата

$$P_{\text{аппрог}}^B = P_{\text{апп}}^B \eta_{\text{апп}},$$

где  $\eta_{\text{апп}}$  — коэффициент технического использования аппарата,  $\eta_{\text{апп}} = 0,85$ .

Если прогнозируемая производительность нонмиксера меньше требуемой, то принимают автомат с девятью дозаторами. Если же и в этом случае прогнозируемая производительность меньше требуемой, то принимают нонмиксер с 12 дозаторами.

13. Эффективность нонмиксера — время работы, ч:

$$\tau_{\text{см}} = \frac{1000G}{P_{\text{апп}}^B}.$$

При необеспечении заданной производительности необходимо устанавливать два автомата с одинаковым или различным количеством дозаторов таким образом, чтобы прогнозируемая производительность была не меньше заданной.

### Заключение

Разработана методика проектирования и расчета линейных конвейерных нонмиксеров для получения гетерогенных смесей различных, в том числе штучных (трубчатых длинномеров) компонентов различной номенклатуры и физико-механических свойств, при детерминированном формировании их однородности. Методика позволяет учитывать и связывать входящие технологические параметры дозирующего оборудования и нонмиксера с конечными показателями качества готовых гетерогенных смесей, в том числе из длинномерных компонентов. Это позволяет получать смеси более высокого качества с возможностью автоматизированного

формирования и управления их показателями качества. Правильность разработанной методики подтверждена результатами экспериментальных исследований конвейерных нонмиксеров [4, 5, 7].

### Библиографический список

1. **Евсеев А.В.** Нонмиксинг // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2019. Вып. 9. С. 27–36.
2. **Evseev A.V.** Numerical research of probabilistic characteristics of quality by the piece the component of mix with increase in number of doses given by the batcher // Journal of Physics: Conference Series. 2021. No. 1791 (1). P. 012096.
3. **Evseev A.V., Preys V.V., Lapina V.A., Kasatkin G.V.** Mathematical methods for determining the guaranteed accuracy of the components content in a mixture made by a conveyor non-mixer // Journal of Physics: Conference Series. 2021. No. 1791 (1). P. 012097.
4. **Evseev A.V.** Automatic mixers for the synthesis of functional mixtures with desired properties from small batches // IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series. 2019. No. 1260. P. 032015. DOI:10.1088/1742-6596/1260/3/032015.
5. **Evseev A.V., Lapina V.A., Kasatkin G.V.** Experimental research of the dosing device and the process of nonmixing of tubular long dimensions at the automatic conveyor unit // J. of Phys.: Conf. Series. 2020. No. 1546. P. 012010. DOI:10.1088/1742-6596/1546/1/012011.
6. **Evseev A.V., Preis V.V., Kasatkin G.V.** Algorithm to optimize the accuracy of the metering devices for obtaining loose material mixture of a given quality // IOP Conf. Series // Journal of Physics: Conf. Series. 2019. No. 1260. P. 032016. DOI:10.1088/1742-6596/1260/3/032016.
7. **Патент РФ № 2271243 С1.** МПК В 01 F 3/18. Способ смешения сыпучих компонентов и устройство для его реализации / А.Н. Лукаш и др.; опубл. 10.03.06. Бюл. № 7.
8. **Патент РФ № 2707998 С1.** МПК В 01 F 3/18, 9/10, 15/02, 15/04. Способ получения смеси из сыпучих компонентов и устройство для его осуществления / А.В. Евсеев; опубл. 03.12.19. Бюл. № 34.
9. **Патент РФ № 2708780.** С1. МПК В 65 G 53/46, 65/48. Роторный питатель для сыпучего материала / А.В. Евсеев; опубл. 11.12.19. Бюл. № 35.

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

Учредитель ООО "Издательство "Инновационное машиностроение".

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

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

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

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

Сдано в набор 10.06.2021. Подписано в печать 28.07.2021. Формат 60 × 88 1/8.

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

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

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