ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

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

2017 Том 18 / **4 (201)**

СОДЕРЖАНИЕ

Ресурс машин и конструкций

Гоцеридзе Р.М. Надежность приборов 147

Пестерев Д.А., Михайловский И.А., Касаткина Е.Г., Бережной К.Н. Методика квалиметрической оценки 155

Технологичность конструкции

Потапов В.В. Алгоритмы взаимосвязи утечки и функциональных параметров обеспечения герметичности подвижных уплотнений валов роторного оборудования систем безопасности контайнмента реактора 158

Технологическая оснастка для сборки

Шаломов В.И. Исследование влияния конструктивных особенностей газовых опор на эксплуатационные характеристики шпиндельных узлов металлообрабатывающих станков (ч. 5) 166

Трение и смазка в машинах и механизмах

Криони Н.К., Мигранов М.Ш., Шехтман С.Р. Изнашивание режущего инструмента с многослойными композиционными покрытиями 170

Труханов В.М., Крыхтин Ю.И., Романовский А.С. Физические основы разработки заготовок фрикционных дисков с комбинированной поверхностью трения с молибденовым газотермическим покрытием для повышения надежности работы в масле в узлах трансмиссий транспортных машин 174

В помощь конструктору, технологу

Самаркин А.И., Самаркина Е.И., Дмитриев С.И., Евгеньева Е.А. Автоматизированное проектирование средств технологического оснащения . . 181

Информация

Белов Е.В. Правила отбора пружин процесса сборки клапанов в изделии . . . 190

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

Тел.: 8 (499) 269-54-98

E-mail: sborka@mashin.ru

Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.

Председатель редакционного совета

В.И. КОЛЕСНИКОВ, *академик РАН*

Редакционный совет

МОСКВА

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

Региональные редсоветы

БЕЛГОРОД

Н.А. ПЕЛИПЕНКО, д.т.н.

БРЯНСК

О.А. ГОРЛЕНКО, д.т.н., проф.

ВЛАДИВОСТОК

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

ВОЛГОГРАД

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

ИЖЕВСК

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

КАЗАНЬ

Р.И. АДГАМОВ, д.т.н., проф.

КОВРОВ

Ю.З. ЖИТНИКОВ, д.т.н., проф.

КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ

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

НАБЕРЕЖНЫЕ ЧЕЛНЫ

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

НИЖНИЙ НОВГОРОД

С.В. ГОЛУБЕВ, инж.

ОМСК

В.Н. КОСТЮКОВ, д.т.н.

ОРЕЛ

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

ОРЕНБУРГ

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

ПЕРМЬ

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

РОСТОВ-НА-ДОНУ

А.А. РЫЖКИН, д.т.н., проф.

РЫБИНСК

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

САМАРА

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

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

Е.В. ШАЛОБАЕВ, к.т.н., проф.

СЕВАСТОПОЛЬ

Е.Л. ПЕРВУХИНА, д.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. БАСИНЮК, д.т.н.
М.Л. ХЕЙФЕЦ, д.т.н., проф.

ГОМЕЛЬ

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н.

Украина

КИЕВ

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

ДОНЕЦК

А.Н. МИХАЙЛОВ, д.т.н., проф.

Польша

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

Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Е.М. НУЖДИНА, И.М. ГЛИКМАН

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

© Издательство "Инновационное машиностроение", "Сборка в машиностроении, приборостроении", 2017

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

2017 Vol. 18 **4 (201)**

CONTENTS

Service life of machinery and constructions

Gotseridze R.M. Reliability of instruments 147

Pesterev D.A., Mikhailovsky I.A., Kasatkina E.G., Berezhnoy K.N. Evaluation method qualimetric 155

Manufacturability of a construction

Potapov V.V. Algorithms for relationship leakage and functional parameters to ensure the tightness of the movable seals shafts of rotor equipment safety systems of reactor containment 158

Technological equipment for assembly

Shalomov V.I. Research of influence of design features of gas bearings on operational characteristics of spindle assemblies of machine tools (p. 5) 166

Friction & lubrication in machines and mechanisms

Krioni N.K., Migranov M.Sh., Shehtman S.R. Wear of cutting tools with multilayer composite coatings 170

Trukhanov V.M., Krykhtin Yu.I., Romanovsky A.S. Basic physics for development of friction disks' stocks with combined friction surface with molybdenic gas-thermal coating for efficiency improvement of work in oil in transmissions' units of transport vehicles 174

Industrial and design engineer's aid

Samarkin A.I., Samarkina E.I., Dmitriyev S.I., Evgenyeva E.A. Computer-aided design of technological equipment 181

Information

Belov E.V. Rules of take off of springs of process of assembly of valves in an article 190

Journal is distributed on subscription, whith can be issues in any post office (index on the catalogue of the "Rospechat" agency — **79748**, the union catalogue "Pressa Rossii" — **84967**, the catalogue "Pochta Rossii" — **60257**) or directly in editorial of the journal.
Ph.: 8 (499) 269-54-98
http://www. mashin.ru E-mail: sborka@machin.ru
The reference to the Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal during reprint of the materials is mandatory.
Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

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

Editors

MOSCOW

A.S. VASIL'EV (Chief editor)
V.V. BARDUSHKIN
I.A. BUYANOVSKY
M.V. VARTANOV
A.A. GUSEV
S.M. ZAKHAROV
I.N. ZININA
Yu.L. IVANOV
A.V. IGNATOV
Yu.G. KOZYREV
A.I. KUMENKO
I.A. LUBININ
E.A. MIKRIN
B.V. SHANDROV
A.G. KHOLODKOVA

Regional editors

BELGOROD
N.A. PELIPENKO

BRIANSK
O.A. GORLENKO

VLADIVOSTOK
Yu.N. KULSHIN
A.A. SUPONIA

VOLGOGRAD
V.G. KARABAN'
M.G. KRISTAL
V.I. LYSAK
V.M. TRUKHANOV

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

NABEREZHNYE CHELNY
S.V. DMITRIEV
R.M. KHISAMUTDINOV

NIZHNY NOVGOROD
S.V. GOLUBEV

OMSK
V.N. KOSTYUKOV

OREL
Yu.S. STEPANOV
G.A. KHARLAMOV

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

PERM
V.F. MAKAROV

ROSTOV-ON-DON
V.I. KOLESNIKOV
A.A. RYZHKIN

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

SAMARA
Yu.A. VASHUKOV
M.A. EVDOKIMOV

ST.-PETERSBURG
E.V. SHALOBAEV

SEVASTOPOL
E.L. PERVUKHINA

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. NUZHDINA, I.M. GLIKMAN

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

© "Innovative Mashinostroenie" Publishers, "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2017

УДК 681.2:658.5

Р.М. Гоцеридзе, *канд. техн. наук*
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)
E-mail: mayex@yandex.ru

Надежность приборов

Освещены вопросы надежности восстанавливаемых и невосстанавливаемых систем и входящих в них элементов. Уделено внимание теории надежности и понятию отказа, интенсивности отказов, частоте отказов, основным факторам, влияющим на надежность приборов, а также количественным характеристикам надежности приборов. С помощью правил математической статистики построена гистограмма, а также рассчитаны среднее время безотказной работы и наработка на отказ.

Covers issues related to reliability of recoverable and non-recoverable systems and elements gathered by them. Addresses the reliability theory and the definitions of failure, failure rate, frequency of failures, main factors influencing reliability of instruments, as well as quantitative characteristics of reliability of instruments. The histogram is drawn by using the rules of mathematical statistics, as well as average time of reliable operation and failure intervals are calculated.

Ключевые слова: надежность системы, элементы системы, показатели качества продукции, отказ, частота отказов, гистограмма, время безотказной работы, наработка на отказ.

Keywords: reliability of system, elements of system, indicators of product quality, failure, frequency of failures, histogram, time of reliable operation, failure intervals.

Надежность — один из главных показателей качества продукции. В теории надежности обычно различают надежность систем и надежность входящих в них элементов.

Система (*аппаратура*) — совокупность совместно действующих объектов, полностью обеспечивающая выполнение определенных практических задач (например, автопилот). Под объектами понимают различные взаимодействующие технические издания (курсовой стабилизатор, продольно-поперечный стабилизатор и т.п). Системы могут быть восстанавливаемыми и невосстанавливаемыми.

Восстанавливаемая система после отказов подвергается ремонту и продолжает выполнять свои функции (большинство систем, используемых на практике).

Невосстанавливаемая система в случае возникновения отказов не подлежит или не поддается восстановлению либо по экономическим, либо по техническим соображениям.

Системы различают по характеру обслуживания. Те из них, которые выполняют свои задачи при наличии обслуживающего персонала и обычно приспособлены к устранению отказов во время эксплуатации, относят к обслуживаемым системам.

Необслуживаемые системы выполняют возложенные на них функции без обслуживающего персонала. Эти системы могут быть самовосстанавливаемыми, т.е. приспособленными к самостоятельному устранению отказов без участия обслуживающего персонала, например за счет автоматического резервирования.

По характеру влияния отказов элементов системы на ее выходные параметры (эффективность) системы можно разделить на простые и сложные:

простые — при отказе элементов либо полностью теряют работоспособность, либо продолжают выполнять свои функции в полном объеме, если отказавший элемент зарезервирован. Такие системы находятся только в двух состояниях: рабочем и нерабочем;

сложные — способны при отказе элементов продолжать выполнение своих функций, но с пониженной эффективностью, т.е. находиться в нескольких рабочих состояниях (зенитно-

ракетный комплекс, автоматизированная система управления и т.п.).

Элементом называется часть системы, не имеющая самостоятельного эксплуатационного назначения и выполняющая в ней определенные функции (резисторы, конденсаторы, сельсины, гиромоторы, реле и т.д.).

В ряде случаев одно и то же устройство выступает либо в роли системы, либо в роли элемента, в зависимости от решаемой задачи и объекта исследований.

Типовые элементы применяют в различных системах и изготовляют в массовом количестве в соответствии со стандартами и нормами. Специальные элементы изготовляют в небольших количествах только для использования в определенном устройстве.

Элементы, как и системы, могут быть восстанавливаемыми и невосстанавливаемыми.

С точки зрения надежности различают последовательное, параллельное и смешанное соединение элементов.

Последовательное соединение — отказ одного любого элемента приводит к отказу системы.

Параллельное соединение элементов — отказ системы наступает только при отказе всех элементов. Подобное соединение применяют при резервировании (функционально необходим для нормальной работы системы лишь один элемент соединения, остальные играют роль резервных).

Смешанное соединение элементов представляет собой сочетание первых двух.

Надежность — свойство системы (элемента) выполнять заданные функции при определенных условиях эксплуатации. Для выполнения системой или элементом своих функций с требуемым качеством необходимо, чтобы их основные параметры не выходили за установленные пределы. Основными параметрами являются те количественные показатели, которые определяют выполнение рабочих функций (частота, мощность и т.д.).

Под эксплуатационной надежностью понимают надежность, определяемую в реальных условиях эксплуатации с учетом комплексного воздействия внешних и внутренних факторов, связанных с климатическими и географическими особенностями эксплуатации, реальными режимами работы системы и условиями ее обслуживания.

Техническая (номинальная) надежность определяется испытаниями в заводских условиях при работе аппаратуры в соответствии с типовыми режимами, оговоренными в технических условиях.

Для выполнения заданных функций система (элемент) должна обладать рядом конкретных свойств: сохранение работоспособности, быстрое восстановление после отказа и продолжительность службы. В связи с этим общую надежность понимают как совокупность трех свойств: безотказности, восстанавливаемости и долговечности.

Безотказность — свойство системы (элемента) непрерывно сохранять работоспособность в течение заданного времени в определенных условиях эксплуатации; характеризуется закономерностями возникновения отказов.

Восстанавливаемость — приспособленность системы к обнаружению и устранению отказов с учетом качества технического обслуживания; характеризуется закономерностями устранения отказов.

Долговечность — свойство системы длительно сохранять работоспособность в определенных условиях; количественно характеризуется продолжительностью периода практического использования системы от начала эксплуатации до момента технической или экономической нецелесообразности дальнейшей эксплуатации.

Отказ — нарушение нормальной работы, при котором система (элемент) полностью или частично теряет способность выполнять заданные функции вследствие выхода из установленных допусков значений одного или нескольких основных параметров. Под отказом следует понимать не только полное нарушение работоспособности системы (элемента), но и ухудшение ее основных качественных показателей до уровня ниже установленных пределов. После отказа система (элемент) либо полностью теряет работоспособность, либо продолжает функционировать с ухудшенным качеством.

Внезапные отказы возникают в результате резкого скачкообразного изменения основных параметров под воздействием многих случайных факторов, связанных с внутренними дефектами элементов, нарушением рабочих режимов, ошибками обслуживающего персонала и другими неблагоприятными воздействиями.

Для постепенных отказов характерно плавное изменение параметров в результате изнашивания и старения системы (элемента).

Разделение отказов на внезапные и постепенные условно, так как появлению внезапных отказов также предшествуют скрытые изменения свойств деталей и сборочных единиц, которые не всегда удается обнаружить.

Явные отказы обнаруживают при внешнем осмотре или при включении аппаратуры, а для обнаружения неявных отказов требуется применение специальных измерений.

По взаимосвязи между собой различают независимые и зависимые отказы. Под независимыми отказами элементов понимают такие, возникновение которых не связано с предшествующими отказами других элементов. Зависимые отказы происходят в результате перегрузок и других воздействий, связанных с выходом из строя взаимосвязанных элементов.

По степени влияния на работоспособность отказы подразделяют на полные (приводят к полному нарушению работоспособности системы (элемента)) и частичные (ухудшают качество функционирования).

По времени существования различают: устойчивые отказы, которые устраняются только ремонтом (заменой отказавшего элемента) или регулировкой; временные отказы, которые могут самопроизвольно исчезать без вмешательства обслуживающего персонала после устранения вызвавшей их причины; многократно повторяющиеся временные отказы — перемежающиеся (отказы такого рода обычно трудно обнаружить).

По объему и характеру восстановления отказы подразделяют на расстройки, повреждения и аварии. Расстройка — нарушение нормального режима работы из-за неправильной установки органов регулировки при полностью исправных элементах системы; для их устранения достаточно провести подстройку. К повреждениям относят отказы, вызванные необратимыми изменениями параметров элементов, для устранения которых требуется заменить неисправные элементы. К авариям относят отказы, для устранения которых требуется длительное время; они обычно происходят либо вследствие грубых нарушений правил технической эксплуатации, либо из-за производственных недостатков аппаратуры.

Более общим, чем отказ, является понятие "неисправность", под которой подразумевают несоответствие системы (элемента) одному или нескольким требованиям, предъявляемым как в отношении основных параметров, так и в отношении удобств эксплуатации, внешнего вида, комплектности и т.п. Не все неисправности являются причиной отказа.

Неисправности, не приводящие к отказу, иногда называют дефектами, или второстепенными неисправностями (перегорание сигнальных ламп, нарушение защитных покрытий и т.д.).

В ряде случаев в аппаратуре возникают кратковременные самоустраняющиеся отказы (сбои). Предпосылкой к сбоям является такое изменение параметров элементов, которое хотя и не выходит за пределы установленных допусков, но приближает режимы работы к предельно допустимым.

Основные факторы, влияющие на надежность приборов:

1. Стандартизация сборочных единиц и деталей.
2. Отработка конструкции деталей и сборочных единиц прибора.
3. Рациональный (правильный) выбор технологического процесса.
4. Квалификация обслуживающего персонала при эксплуатации прибора.
5. Техническая документация.
6. Упаковка и транспортировка прибора.
7. Правильное назначение технических условий эксплуатации прибора.

Количественные характеристики надежности

Мера количественной оценки надежности — *критерий надежности.* Численное значение какого-либо критерия для конкретной системы (элемента) иногда называют параметром надежности.

Один из распространенных количественных критериев надежности — вероятность безотказной работы элемента $p(t)$ или системы $P(t)$ за определенный промежуток времени.

Вероятность безотказной работы — вероятность того, что элемент или система будут выполнять заданные функции и сохранять параметры в установленных пределах в течение данного промежутка времени и при определенных условиях эксплуатации (т.е. вероятность того, что за заданный интервал времени не произойдет ни одного отказа).

Вероятность безотказной работы элементов можно представить как вероятность того, что время исправной работы элемента T будет больше некоторого заданного времени t:

$$p(t) = P\{T > t\}.$$

Величину безотказной работы элементов за некоторый промежуток времени статистически определяют по результатам испытаний элементов на надежность как отношение числа элементов, оставшихся исправными в конце рассматри-

ваемого интервала времени t_i, к начальному числу элементов, поставленных на испытание:

$$p_i^* = \frac{N - n_i}{N},$$

где N — начальное число испытываемых элементов;

n_i — число элементов, отказавших за время t_i.

Точность определения численного значения вероятности безотказной работы элементов тем выше, чем больше число элементов поставлено на испытание:

$$\lim_{N \to \infty} p_i^* = p(t),$$

где $p(t)$ — истинное значение вероятности безотказной работы.

Вероятность отказа элемента определяют по формуле

$$q(t) = 1 - p(t) = P\{T \leqslant t\}.$$

Вероятность отказа $q(t)$ представляет собой вероятность того, что время исправной работы элемента T примет значение, не большее заданного времени t.

Статистическое значение вероятности отказа равно отношению числа отказавших элементов за рассматриваемый промежуток времени к начальному числу испытываемых элементов:

$$q_i^* = 1 - p_i^* = \frac{n_i}{N};$$

$$\lim_{N \to \infty} q_i^* = q(t).$$

Функция надежности* и *функция распределения. Если в процессе испытаний элементов на надежность разбить весь интервал времени на определенные промежутки и фиксировать число отказов к концу каждого из них, то по полученным данным с помощью формулы $p_i^* = \frac{N - n_i}{N}$ можно построить график изменения вероятности безотказной работы во времени (рис. 1). Такая кривая называется функцией надежности.

Несмотря на возможные различия, функция надежности для элементов любых типов обладает следующими свойствами:

1) $p(0) = 1$, т.е. в начальный момент времени элемент находится в исправном состоянии;

2) $p(t)$ — невозрастающая функция времени, т.е. она либо монотонно убывает, либо на отдельных участках может оставаться постоянной;

3) $p(t) \to 0$ при $t \to \infty$, т.е. при увеличении времени работы элемента вероятность его безотказной работы уменьшается и в пределе оказывается равной нулю.

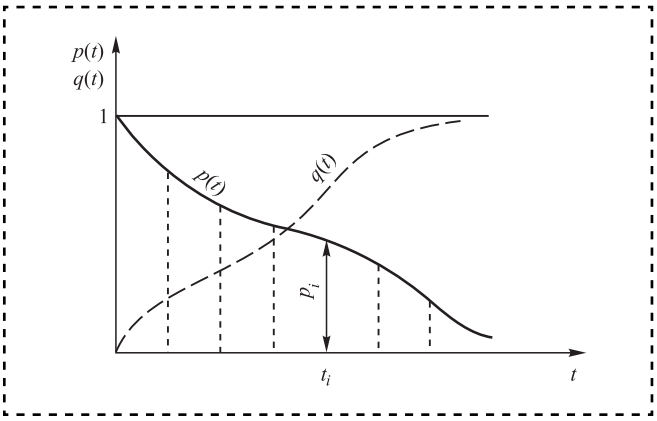


Рис. 1. Графические зависимости вероятности безотказной работы *p*(*t*) элемента и вероятность отказа *q*(*t*) элемента от времени *t*:

p_i — вероятность безотказной работы i-го элемента

График функции $q(t)$ строят по формуле $q_i^* = 1 - p_i^* = \frac{n_i}{N}C$ с использованием тех же опытных данных, что и при построении кривой $p(t)$, либо вычитанием из единицы соответствующих ординат кривой $p(t)$.

Вероятность безотказной работы невосстанавливаемой системы (невосстанавливаемого элемента) понимается в смысле исправной работы до первого отказа.

При рассмотрении вероятности безотказной работы восстанавливаемой системы в качестве случайной величины рассматривают не время исправной работы систем от начала его работы до первого отказа, а промежуток времени между двумя соседними отказами системы. Так как заранее предсказать продолжительность времени между отказами нельзя, то говорят о вероятности безотказной работы в течение некоторого заданного времени.

Для системы, состоящей из ряда последовательно соединенных элементов (рис. 2), вероятность безотказной работы всех элементов

$$P(t) = p_1(t)p_2(t)\cdots p_N(t) = \prod_{j=1}^{N} p_j(t).$$

Предполагаем, что отказы элементов являются событиями независимыми, и отказ любого из N элементов приводит к отказу системы.

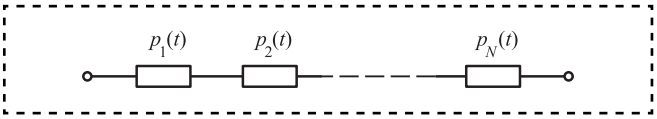


Рис. 2. Система последовательных *N* элементов и их вероятности безотказной работы

В частном случае

$$p_1(t) = p_2(t) = \cdots = p_N(t) = p(t);$$
$$P(t) = [p(t)]^N.$$

При увеличении в системе числа элементов ее надежность быстро убывает.

Вероятность отказа системы $Q(t)$ — вероятность того, что за заданный интервал времени произойдет отказ, т.е. время исправной работы системы будет меньше заданного. Следовательно, $Q(t)$ является функцией распределения, или интегральным законом распределения времени исправной работы системы

$$Q(t) = 1 - P(t) = 1 - p_1(t)p_2(t)\cdots p_N(t)$$

или

$$Q(t) = 1 - [1 - q_1(t)][1 - q_2(t)]\cdots[1 - q_N(t)].$$

В частном случае

$$q_1(t) = q_2(t) = \cdots = q_N(t) = q(t);$$
$$Q(t) = 1 - [1 - q(t)]^N.$$

Если надежность оценивают за достаточно короткий промежуток времени, то

$$q_1(t) \ll 1;\ q_2(t) \ll 1;\ \ldots\ ;\ q_N(t) \ll 1$$

(вероятность отказа элементов практически оказывается малой величиной).

Пренебрегая членами высшего порядка малости, получим

$$Q(t) \approx 1 - \left\{1 - \left[q_1(t) + q_2(t) + \cdots + q_N(t)\right]\right\} = \sum_{j=1}^{N} q_i(t).$$

При одинаковой надежности элементов

$$Q(t) \approx Nq(t).$$

Для определения вероятности того, что элемент, проработавший время t_1, будет безотказно работать в течение последующего промежутка времени от t_1 до t_2 (рис. 3) необходимо воспользоваться условной вероятностью, равной отношению вероятности того, что элемент безотказно проработает время от 0 до t_2 к вероятности его безотказной работы за время от 0 до t_1.

Частота отказов — число отказов в единицу времени, отнесенное к первоначальному числу поставленных на испытание элементов. Если в процессе испытаний на надежность N элементов фиксировать число отказов Δn_i в определенные интервалы времени Δt_i, то частота отказов

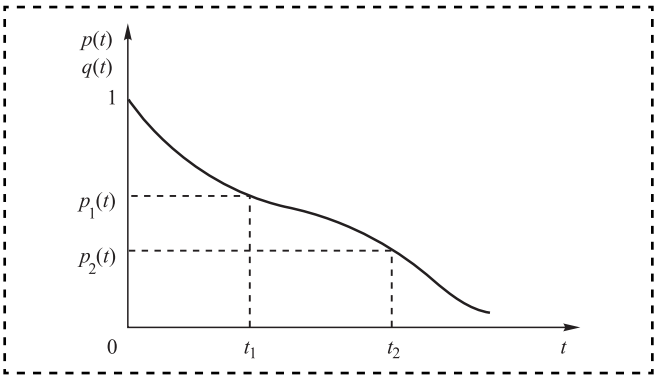


Рис. 3. Условная вероятность безотказной работы элемента в промежутках от t_1 до t_2 после работы в промежутках от 0 до t_1

в данном промежутке времени определяется выражением, ч$^{-1}$:

$$f_i^* = \frac{\Delta n_i}{N\Delta t_i}.$$

При этом отказавшие в процессе испытания элементы не заменяются новыми, а число работающих элементов не изменяется.

По полученным опытным данным, пользуясь правилами математической статистики, строят гистограмму частот отказов (рис. 4). Ширина прямоугольников соответствует выбранному интервалу времени Δt_i, а высоту вычисляют по формуле значением частоты отказов f_i для данного промежутка времени, отложенным в соответствующем масштабе по вертикальной оси. Соединив полученные для каждого интервала времени Δt_i значения частоты отказов в единицу времени плавной кривой, получим график плотности распределения вероятности исправной работы, т.е. дифференциальный закон распределения времени исправной работы.

Взаимосвязь между функциями $f(t)$, $p(t)$ и $q(t)$:

$$f(t) = -\frac{dp(t)}{dt} = -p'(t).$$

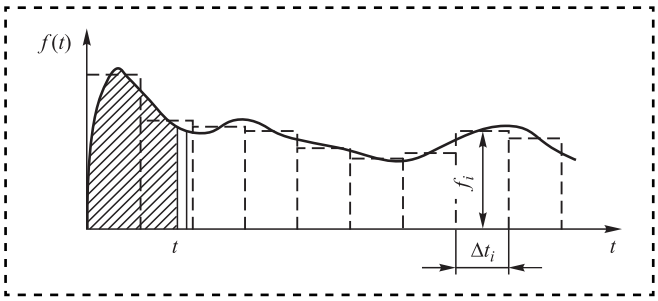


Рис. 4. Гистограмма частоты отказов Δt_i

Функция частоты отказов $f(t)$ есть производная от функции надежности $p(t)$, взятая с обратным знаком:

$$f(t) = \frac{dp(t)}{dt} = q'(t).$$

Так как производная $q'(t)$ представляет собой плотность распределения вероятностей случайной величины T, то функция частоты отказов $f(t)$ — это плотность распределения вероятностей времени исправной работы, т.е. дифференциальный закон распределения случайной величины T.

Параметр потока отказов (средняя частота отказов) определяется как отношение числа отказавших в единицу времени элементов Δn_f к общему числу испытываемых однотипных элементов N при условии, что отказавшие элементы заменяют новыми

$$f^*_{\text{ср}} = \frac{\Delta n_f}{N\Delta t}.$$

При экспериментальном определении $f^*_{\text{ср}}$ число элементов в процессе опыта остается неизменным в отличие от определения параметра f^*, когда число испытываемых элементов по мере их отказов уменьшается.

Поскольку вновь поставленные взамен отказавших элементы за время испытаний также будут отказывать, при прочих равных условиях всегда соблюдаются неравенства

$$\Delta n_f \geq \Delta n_i \quad \text{и} \quad f^*_{\text{ср}} \geqslant f^*_i.$$

Интенсивность отказов $\lambda(t)$ наиболее полно характеризует надежность невосстанавливаемых элементов. Ее иногда называют опасностью отказов.

В отличие от частоты отказов $f(t)$ показатель $\lambda(t)$ характеризует степень надежности элемента в каждый данный момент времени, т.е. его локальную надежность.

Под интенсивностью отказов понимают число отказов в единицу времени, отнесенные к числу элементов, оставшихся исправными к началу рассматриваемого промежутка времени. При этом отказавшие элементы не заменяются. Интенсивность отказов показывает, какая доля от работающих в некоторый момент времени элементов отказывает в единицу времени после этого момента (для малых промежутков времени), ч$^{-1}$:

$$\lambda^*_i = \frac{\Delta n_i}{(N - n_i)\Delta t_i},$$

где Δn_i — число отказов за промежуток времени Δt_i;

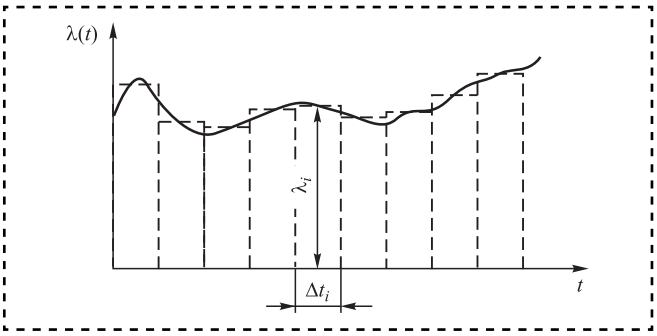


Рис. 5. Расчетная гистограмма интенсивности отказов λ(*t*) в зависимости от времени *t* работы

N — начальное число элементов;

n_i — общее число отказавших элементов к началу рассматриваемого промежутка времени.

Если по рассчитанным таким образом частным значениям интенсивностей отказов для каждого промежутка времени построить гистограмму и соединить эти значения кривой (рис. 5), то получим функцию интенсивности отказов $\lambda(t)$ в зависимости от времени работы (лямбда-характеристика).

Интенсивность отказов восстанавливаемой системы, состоящей из разнородных по надежности элементов, — число отказов системы в единицу времени:

$$\Lambda(t) = \frac{n}{\Delta t}.$$

При этом все отказавшие элементы заменяют новыми.

Отказы отдельных элементов восстанавливаемой системы образуют суммарный поток отказов, поэтому $\Lambda(t)$ — параметр суммарного потока.

Типичная кривая интенсивности отказов обычно имеет три явно выраженных участка (рис. 6). Участок I соответствует начальному периоду приработки аппаратуры. В этот период

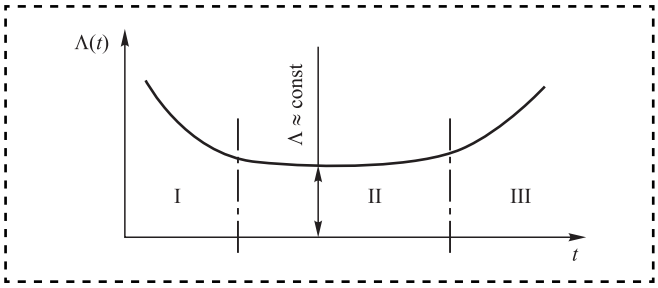


Рис. 6. Кривая интенсивности отказов:
I — переработка аппаратуры; II — период нормальной работы системы; III — износ и старение элементов системы, после которых эксплуатация системы нецелесообразна

наблюдается повышенное число отказов за счет различных производственных недостатков и выхода из строя ("выжигания") наиболее слабых элементов со скрытыми дефектами. По мере выхода из строя дефектных элементов и замены их полноценными интенсивность отказов системы понижается. Продолжительность периода приработки зависит от типа аппаратуры и от вида лямбда-характеристик элементов, входящих в систему и составляет обычно десятки, а иногда сотни часов.

Участок II (период нормальной эксплуатации системы) характерен пониженным уровнем и примерным постоянством интенсивности отказов (отказы носят внезапный характер). Продолжительность этого периода зависит от среднего срока службы массовых элементов аппаратуры и от условий эксплуатации. Он составляет обычно несколько тысяч часов и характеризует долговечность аппаратуры.

Участок III обусловлен износом и старением массовых элементов (сопротивлений, конденсаторов, изоляции) и характерен значительным ростом числа отказов. С наступлением этого периода дальнейшая эксплуатация системы нецелесообразна.

Среднее время безотказной работы (математическое ожидание времени исправной работы элементов) оценивает надежность однотипных систем и элементов с точки зрения продолжительности их работы до первого отказа:

$$T^*_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^{N} t_i}{N},$$

где t_i — время исправной работы i-го элемента;

N — общее число испытываемых элементов.

Если в процессе испытаний фиксируется только число отказавших элементов Δn_i в каждом интервале времени, то расчет среднего времени безотказной работы проводят по формуле

$$T^*_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^{m} \Delta n_i t_{\text{ср}i}}{N},$$

где $t_{\text{ср}\,i}$ — время от начала испытания до середины рассматриваемого интервала, $t_{\text{ср}i} = \frac{t_{i-1} + t_i}{2}$;

t_{i-1} — время в начале i-го интервала;

t_i — время в конце i-го интервала;

m — число интервалов времени, $m = \frac{t_N}{\Delta t}$;

t_N — время, в течение которого отказали все элементы;

Δt — интервал времени.

Рассмотренный критерий наиболее удобен для оценки надежности невосстанавливаемых элементов. При оценке надежности восстанавливаемых систем он будет отражать среднее время безотказной работы совокупности однородных систем до первого отказа.

Наработка на отказ — среднее число часов работы между двумя соседними отказами. В соответствии с этим критерием степень надежности аппаратуры оценивается средним числом часов работы между двумя отказами, взятым за определенное время эксплуатации.

Таким образом, если аппаратура определенного типа проработала суммарное время T_p за определенный календарный срок и имела при этом n отказов в работе, то наработка на отказ определится из соотношения

$$T^*_0 = \frac{T_p}{n}.$$

На рис. 7 изображены отрезки времени исправной работы аппаратуры и времени ее восстановления после отказа (заштрихованные промежутки) без учета времени на профилактику и другие виды простоя.

Продолжительность времени исправной работы t_1 между любыми двумя соседними отказами является величиной случайной, точное значение которой заранее предсказать невозможно. Поэтому используют усредненную статистическую величину T^*_0, определяемую по данным опыта эксплуатации или специальных испытаний аппаратуры на надежность.

Общее время работы аппаратуры T_p за определенный календарный срок равно сумме интервалов рабочего времени между соседними отказами, т.е.

$$T_p = t_1 + t_2 + \cdots + t_N = \sum_{i=1}^{n} t_i.$$

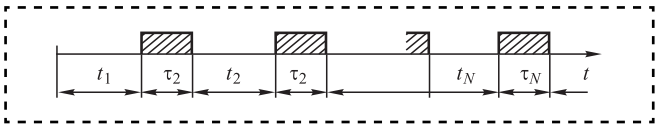


Рис. 7. Наработка на отказ:
t_i — отрезки времени исправной работы аппаратуры; τ_i — время восстановления

Тогда

$$T_0^* = \frac{\sum_{i=1}^{n} t_i}{n},$$

где n — число отказов за время испытания;

t_i — время исправной работы между $(i-1)$-м и i-м отказами аппаратуры.

Если наработка на отказ определяется по нескольким комплектам однотипной аппаратуры, то необходимо просуммировать время исправной работы по всем образцам и разделить его на общее число отказов

$$T_0^* = \frac{\sum_{j=1}^{M} T_{pj}}{\sum_{j=1}^{M} n_j},$$

где M — число комплектов аппаратуры;

T_{pj} — суммарное время исправной работы j-го комплекта;

n_j — число отказов в j-м комплекте,

$$\lim_{n\to\infty} T_0^* = T_0.$$

На практике считают, что минимальное число отказов для вычисления T_0 должно быть не менее десяти.

Библиографический список

1. **Буловский П.И., Зайденберг М.Г.** Надежность приборов систем управления. Л.: Машиностроение, 1975. 328 с.
2. **Труханов В.М.** Надежность сложных механических систем типа подвижных установок на этапе проектирования и испытания опытных образцов. М.: Машиностроение, 2003. 320 с.
3. **Труханов В.М.** Надежность сложных технических систем. М.: Машиностроение-1, 2008. 585 с.
4. **Труханов В.М.** Надежность изделий в машиностроении. Теория и практика: учебник. М.: ИД "Спектр", 2013. 335 с.
5. **Уразаев З.Ф., Асс Б.А., Алексеев Я.Н., Мясников Б.Я.** Сборка, регулировка и испытание авиационных приборов. М.: Машиностроение, 1983.

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение" продолжает подписку на журнал

"СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ"

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

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

107076, г. Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Тел.: 8 (495) 785-60-69
e-mail: realiz@mashin.ru, www.mashin.ru

УДК 519.222

Д.А. Пестерев *(АО НПО "БелМаг", г. Магнитогорск),*
И.А. Михайловский, *д-р техн. наук,* **Е.Г. Касаткина,** *канд. техн. наук,* **К.Н. Бережной**
(Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова)
E-mail: pesterev@belmag.ru

Методика квалиметрической оценки

Представлена методика квалиметрической оценки качества изделий, основанная на определении ожидаемого расчетного уровня PPM (число дефектных изделий по отношению к миллиону изготовленных) по всем оцениваемым единичным показателям качества.

Provides method of evaluation of products qualimetric, based on the determination of the expected level of the PPM (Parts Per Million) calculation for all the assessed unit quality index.

Ключевые слова: методика, качество, квалиметрическая оценка, единичный показатель качества.

Keywords: method, quality, qualimetric evaluation, single quality index.

Современные рыночные отношения создают конкурентную среду, в которой потребителю трудно сделать выбор в пользу одного или другого товара без применения специальных квалиметрических методик. Применительно к автомобилестроительной отрасли потребитель продукции обладает набором требований, которые характеризуют уровень качества, а все оцениваемые изделия удовлетворяют предъявляемым требованиям. Такое встречается при проведении тендеров на поставку комплектующих изделий предприятию-потребителю при получении ответов от потенциальных поставщиков. При этом предлагаемые потенциальными поставщиками изделия могут иметь как различное конструкторское исполнение, так и/или быть получены при помощи различных технологий и/или режимов производства, что делает актуальной задачу определения изделия, обладающего наивысшей квалиметрической оценкой.

Накопленный научно-практический потенциал в области квалиметрической оценки позволяет решать некоторые частные задачи подобного уровня. Например, ГОСТ 15467—79 определяет дифференциальный, комплексный, смешанный и статистический методы оценки. Эти методы являются основополагающими, но существующие ограничения и недостатки выявляют сложности, а порой и невозможность их практического применения [1—3]:

— дифференциальный метод малоэффективен при оценке изделий с большим набором единичных показателей качества, изменяющихся разнонаправлено, т.е. некоторые показатели улучшаются, при этом другие ухудшаются;

— комплексный метод характеризуется сложностью выбора комплексного показателя и его размерности; отсутствует возможность установления функциональной зависимости комплексного показателя качества от единичных показателей качества;

— смешанный метод подразумевает применение коэффициентов весомости, а в зависимости от методики их вычисления, получаемый смешанным методом результат может кардинально отличаться даже при одних и тех же исходных данных;

— применение статистического метода оправдано в случае большого числа исходных данных (результатов измерений).

Применительно к поставленной задаче предложена методика квалиметрической оценки, базирующаяся на определении выхода "годного" по каждому из оцениваемых единичных показателей качества с последующим определением ожидаемого уровня PPM (числа дефектных изделий на миллион) по каждой оцениваемой группе изделий (рисунок). Этапы квалиметрической оценки изделий:

I. Формирование представления об изделии.

II. Расчет числа представляемых образцов.

III. Определение расчетного уровня PPM оцениваемых групп изделий.

IV. Определение группы изделий, обладающей наивысшей квалиметрической оценкой.

На I этапе определяют группу единичных показателей качества, задаваемых потребителем продукции и интервал значений, внутри которого может варьироваться оцениваемый единичный показатель качества.

Минимальное число изделий, необходимое для реализации методики квалиметрической оценки, находят на II этапе, исходя из величины случайной ошибки и надежности при измерениях, а также числа единичных показателей качества, определяемых разрушающими методами контроля, что может быть выражено в следующей системе равенств:

$$\begin{cases} N = F, & \text{при } z = 0; \\ N = Fz, & \text{при } z \neq 0, \end{cases}$$

где N — суммарное число образцов от каждой группы изделий;

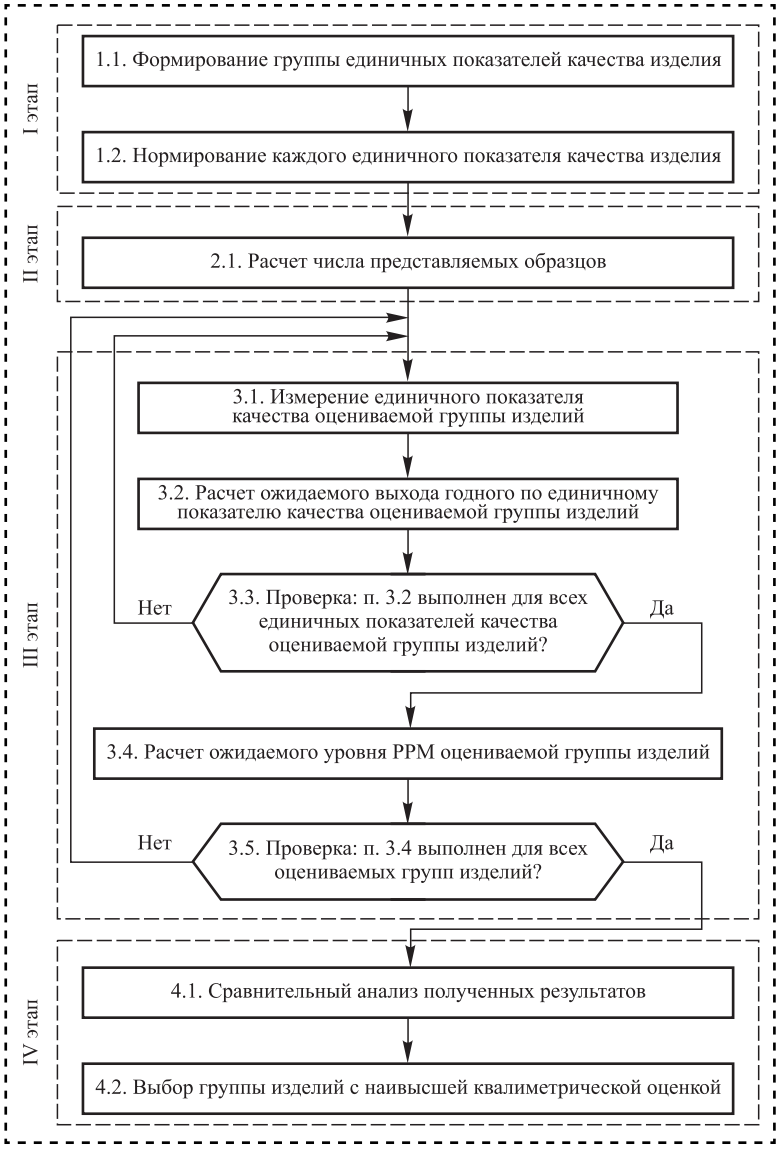
F — требуемое число измерений;

z — число единичных показателей качества, определяемых разрушающими методами контроля.

Требуемое число измерений F определяют с учетом величины случайной ошибки и коэффициента надежности применяемой измерительной системы. При отсутствии у потребителя особых требований по величине случайной ошибки и коэффициента надежности, указанные параметры находят по рекомендациям [4]:

— величина случайной ошибки — отношение доверительного интервала к величине среднеквадратической ошибки;

— коэффициент надежности для измерений, выполняемых с обычной точностью, выбирают из интервала от 0,9 до 0,95, для измерений с высокой точностью — более 0,95.



Блок-схема методики квалиметрической оценки

Цель III этапа предлагаемой методики квалиметрической оценки изделий сводится к определению ожидаемого уровня PPM для каждой оцениваемой группы изделий. В соответствии с п. 3.1 блок-схемы (см. рисунок) необходимо провести измерения единичных показателей качества для оцениваемой группы изделий. Для повышения точности выполняемых математических расчетов в методике квалиметрической оценки рекомендовано в первую очередь проводить измерения единичных показателей качества, определяемых без применения разрушающих методов контроля, на всех представленных изделиях оцениваемой группы, т.е. число измерений соответствует N. Измерять единичные показатели качества с применением разрушающих методов контроля необходимо на числе изделий, соответствующих заданной величине случайной ошибки и надежности закладываемых для измерений, т.е. число измерений соответствует F.

Для накопленного массива данных определяют общий уровень дефектности по каждому единичному показателю качества оцениваемой группы изделий. Для количественных показателей используют математический аппарат по ГОСТ 20736—75.

Среднее арифметическое по результатам измерений:

$$\bar{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i,$$

где x_i — эмпирический i-й результат измерения единичного показателя качества;

n — общее число измерений.

Выборочное среднее квадратическое отклонение оцениваемого единичного показателя качества:

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}\left(x_i - \bar{x}\right)^2}.$$

Обобщенные показатели качества $Q_в$ и $Q_н$ определяют по формулам:

$$Q_в = \frac{T_в - \bar{x}}{s};\ Q_н = \frac{\bar{x} - T_н}{s},$$

где $\bar{x}$ — среднее арифметическое единичного показателя качества;

$T_в$ — верхняя контрольная граница единичного показателя качества;

$T_н$ — нижняя контрольная граница единичного показателя качества;

s — среднее квадратическое отклонение.

Общий уровень дефектности по единичному показателю качества:

$$\hat{p} = \hat{p}_в + \hat{p}_н,$$

где $\hat{p}_в$ — уровень дефектности по верхней контрольной границе;

$\hat{p}_н$ — уровень дефектности по нижней контрольной границе.

Уровень дефектности $\hat{p}_в$ и $\hat{p}_н$ находят исходя из полученных значений $Q_в$ и $Q_н$ по табл. 10 ГОСТ 20736—75.

Обладая данными по общему уровню дефектности для количественных единичных показателей качества, расчет ожидаемого выхода "годного" проводят по формуле:

$$P = 1 - \frac{\hat{p}}{100},$$

где $\hat{p}$ — общий уровень дефектности по единичному показателю качества.

Ожидаемый выход "годного" по единичным показателям качества, измеренным по качественному признаку:

$$P = 1 - \frac{u}{n},$$

где u — число измерений соответствующих установленному требованию (годные изделия).

Обладая данными по выходу "годного" для каждого единичного показателя качества оцениваемой группы изделий, ожидаемый уровень PPM рассчитывают по формуле

$$\text{PPM} = \left(1 - \prod_{i=1}^{n} P_i\right)10^6,$$

где P_i — выход годного по i-му единичному показателю качества.

Группу изделий, обладающую наивысшей квалиметрической оценкой, находят на IV этапе путем сравнительного анализа полученных на III этапе ожидаемых уровней PPM. Группа изделий с минимальным уровнем дефектности определяется как наилучшая из оцениваемых.

Разработанная методика квалиметрической оценки позволяет проводить сравнительную оценку нескольких групп изделий на соответствие установленным требованиям. Получаемые результаты могут быть использованы для принятия решений в следующих случаях:

— номинация поставщика при проведении тендера на поставку изделий;

— проведение изменений конструкций и/или технологии изготовления.

Библиографический список

1. **Минько Э.В., Минько А.Э., Смирнов В.П.** Качество и конкурентоспособность продукции и процессов: учеб. пособие. СПб.: СПбГУАП, 2005. 240 с.

2. **Радченко С.Г.** Методология регрессионного анализа. Киев: Корнийчук, 2011. 376 с.

3. **Радченко С.Г.** Устойчивые методы оценивания статистических моделей. Киев: ПП "Санспарель", 2005. 504 с.

4. **Бояршинова А.К., Фишер А.С.** Теория инженерного эксперимента. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. 85 с.

УДК 621.0

В.В. Потапов, *канд. техн. наук (Всероссийский научно-исследовательский институт по эксплуатации атомных электростанций (ВНИИАЭС), Москва)*
E-mail: pv106@yandex.ru

Алгоритмы взаимосвязи утечки и функциональных параметров обеспечения герметичности подвижных уплотнений валов роторного оборудования систем безопасности контайнмента реактора

Система безопасности контайнмента реактора, например спринклерная система, включает насосное оборудование, трубопроводы и трубопроводную арматуру. Надежность системы зависит от герметизирующей способности торцевых, манжетных и сальниковых уплотнений валов насосов. Герметичность разъемных соединений связана с функциональными параметрами материала и геометрическими параметрами их уплотнений и вала. Дана характеристика разъемных соединений по принципу действий, герметизирующей способности, функциональным параметрам и уравнению связи.

The safety system of reactor containment, such as a sprinkler system, involves pumping equipment, piping and valves. The reliability of the system depends on the sealing ability of the face, and gland seals-shaft pumps. Tightness of demountable joints associated with functional parameters of a material and geometrical parameters of their seals and shaft. The characteristic of demountable joints on the principle of action, sealing ability, functional parameters and the equation of communication.

Ключевые слова: контайнмент реактора, надежность систем безопасности, характеристики торцевых, манжетных и сальниковых уплотнений валов насосного оборудования.

Keywords: reactor containment, reliability of safety systems, the characteristics of the face, and gland seals-shaft pumping equipment.

Системы безопасности АЭС представляют собой упорядоченные по функциональному назначению совокупности тепломеханического оборудования, трубопроводов и трубопроводной арматуры, работающих под давлением. При этом оборудование, например роторного типа, компремирует и подает рабочую среду, трубопроводы организуют ее поток, а через арматуру производится управление ее потоком [1].

Надежность каждой из систем безопасности контайнмента реактора, как системы, находящейся под давлением среды, во многом определяется герметичностью разъемных соединений ее элементов (оборудования, трубопроводов и арматуры), точностью функциональных параметров уплотнений и прочностью деталей, составляющих разъемные герметичные соединения (РГС) этих элементов.

Объекты исследования РГС валов роторного оборудования:

— торцевого типа для насосов и компрессоров;
— манжетного типа для вентиляторов;
— сальникового типа для насосов.

Торцевые уплотнения. Насос со сквозным валом не полностью герметизирован. Основная задача, решаемая производителями насосов, состоит в минимизации утечки перекачиваемой жидкости из рабочей полости насоса. Практически всегда в центробежных насосах с вращающимися валами предусматривают уплотнение вала. Оно является барьером между внутренней частью насоса и окружающей средой. Существует много вариантов уплотнений вала, отражающих многообразие типов насосов и необходимость в конкретных решениях для конкретных ситуаций.

Наиболее часто используемые торцевые уплотнения вала включают в себя вращающуюся и неподвижную части (рис. 1, *а*). Вращающаяся часть прижимается в осевом направлении к неподвижной части. Торцевое уплотнение вала, по сути, представляет собой дроссель, смонтированный на валу. Чтобы снизить вероятность утечки из рабочей полости насоса, зазор между уплотнениями неподвижной и вращающейся частей должен быть минимизирован.

Принцип действия торцевых уплотнений (см. рис. 1): при соблюдении условий монтажа вращающаяся часть торцевого уплотнения движется по смазочной пленке, имеющей толщину меньше микрометра, если пленка становится значительно толще, происходит утечка перекачиваемой жидкости; если пленка становится значительно тоньше, возрастают потери на трение, контактные поверхности перегреваются, что приводит к износу поверхностей уплотнения и нарушению герметизации РГС.

Состояние РГС, определяемое его материалом и точностью изготовления, оказывает большое влияние на рабочие характеристики насоса. Как только РГС начнет протекать, это скажется либо на работе насоса, либо на состоянии окружающей среды, либо на отказе системы безопасности.

Герметизирующая способность. Герметичность $Q_{ту}$ торцевого уплотнения определяется тремя составляющими:

$$Q_{ту} = Q_{вч} + Q_{в} + Q_{нч},$$

где $Q_{вч}$ — утечка через соединение торец уплотнительного кольца вращающейся части — торец уплотнительного кольца невращающейся части;

$Q_{в}$ — утечка через соединение (вторичное уплотнение) вал насоса — уплотнение вращающейся части;

$Q_{нч}$ — утечка через соединение (вторичное уплотнение) невращающаяся часть — уплотнение корпуса насоса.

Составляющие $Q_{вч}$ характеризуют утечку через подвижное соединение, $Q_{в}$ и $Q_{нч}$ — через неподвижное.

На герметизирующую способность торцевого уплотнения по валу существенно влияет осевая сила прижатия торцевых поверхностей кольцевых уплотнений подвижной и неподвижной частей $F_{тт}$. Недостаточная осевая сила приводит к утолщению смазывающей пленки $h_{тт}$ и появлению утечки $Q_{вч}$:

$$Q_{вч} = f(F_{тт}, h_{тт}).$$

Повышение осевой силы ухудшает условия смазки трущихся поверхностей, ужесточает температурный режим в зоне трения, ускоряет старение и износ подвижной и неподвижной частей уплотнения. С увеличением осевой силы герметичность подвижного РГС повышается, достигая максимума, а затем падает.

В общем случае осевая сила определяется двумя составляющими:

$$F_{тт} = F_{п} + F_{p},$$

где $F_{п}$ — сила от действия пружины;

F_{p} — сила от действия давления уплотняемой среды.

Толщина смазывающей пленки $h_{тт}$ зависит как от осевой силы $F_{тт}$, так и от функциональных геометрических параметров (ФГП) и параметров материала (ФПМ) уплотнительных поверхностей подвижной и неподвижной частей уплотнения.

На герметизирующую поверхность вторичных уплотнений по неподвижным соединениям влияют радиальная и осевая силы, действующие на кольцевые торовые уплотнения подвижной ($F_{рув}$ и $F_{оув}$) и неподвижной ($F_{рук}$ и $F_{оук}$) частей.

Высота щелей $h_{ув}$ и $h_{ук}$ зависит как от осевой и радиальной силы, так и от ФГП и ФПМ уплотнительных поверхностей вала и неподвижной части уплотнения.

Функциональные параметры:

— отклонения диаметральных параметров вала, корпуса насоса, подвижной и неподвижной частей, геометрии пружины приводят к неравномерности осевых и радиальных сил и снижению

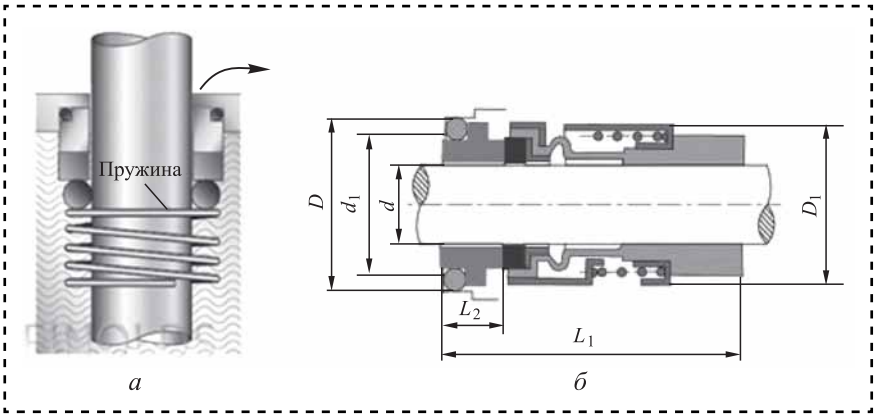


Рис. 1. Общий вид (*а*) и схема (*б*) торцевого уплотнения вала

герметичности РГС (класс допуска вала h8, корпуса H8);

— отклонения в виде эксцентриситета и углового смещения осей вала и уплотнения неподвижной части приводят к неравномерности распределения сил по периметру соответствующих соединений и к снижению герметичности РГС (эксцентриситет и угловое смещение ограничиваются 0,05 мм);

Рис. 2. Схемы образования следов износа (*а*) и нароста отложений (*б*) на поверхностях уплотнений [2]

— отклонения в виде некруглости и нецилиндричности вала и неплоскостности уплотнений вращающейся и невращающейся частей приводят к неравномерности распределения сил по периметру соответствующих соединений и к снижению герметичности РГС;

— шероховатость и волнистость вала и уплотнений вращающейся и невращающейся частей влияют на герметичность РГС; высота микронеровностей на поверхности стальных деталей, сопряженных с уплотнением манжеты, должна быть Rz = 2,5...2 мкм. Такие микронеровности улучшают условия смазки уплотнения рабочей средой;

— отклонения механических свойств материалов уплотнений вращающейся и невращающейся частей, пружины и вала влияют на эксплуатационную герметичность РГС. При наличии дефектов на рабочих поверхностях вала, торцевых уплотнениях нарушается характер их контакта. На рис. 2 приведены картины образования следов износа и нароста отложений на уплотнениях РГС. Соприкасающиеся поверхности вала и торцевых уплотнений должны обладать коррозионной стойкостью к уплотняемой среде и стойкостью к износу.

Рекомендуемые значения отдельных ФГП соединения торцевое уплотнение — вал — корпус насоса приведены на рис. 3.

Уравнение связи. Смазочная пленка, образованная в зазорах уплотнений РГС во время работы насоса, приводит к тому, что некоторое количество перекачиваемой среды просачивается в сторону атмосферы $Q_{ту}$. Если торцевое

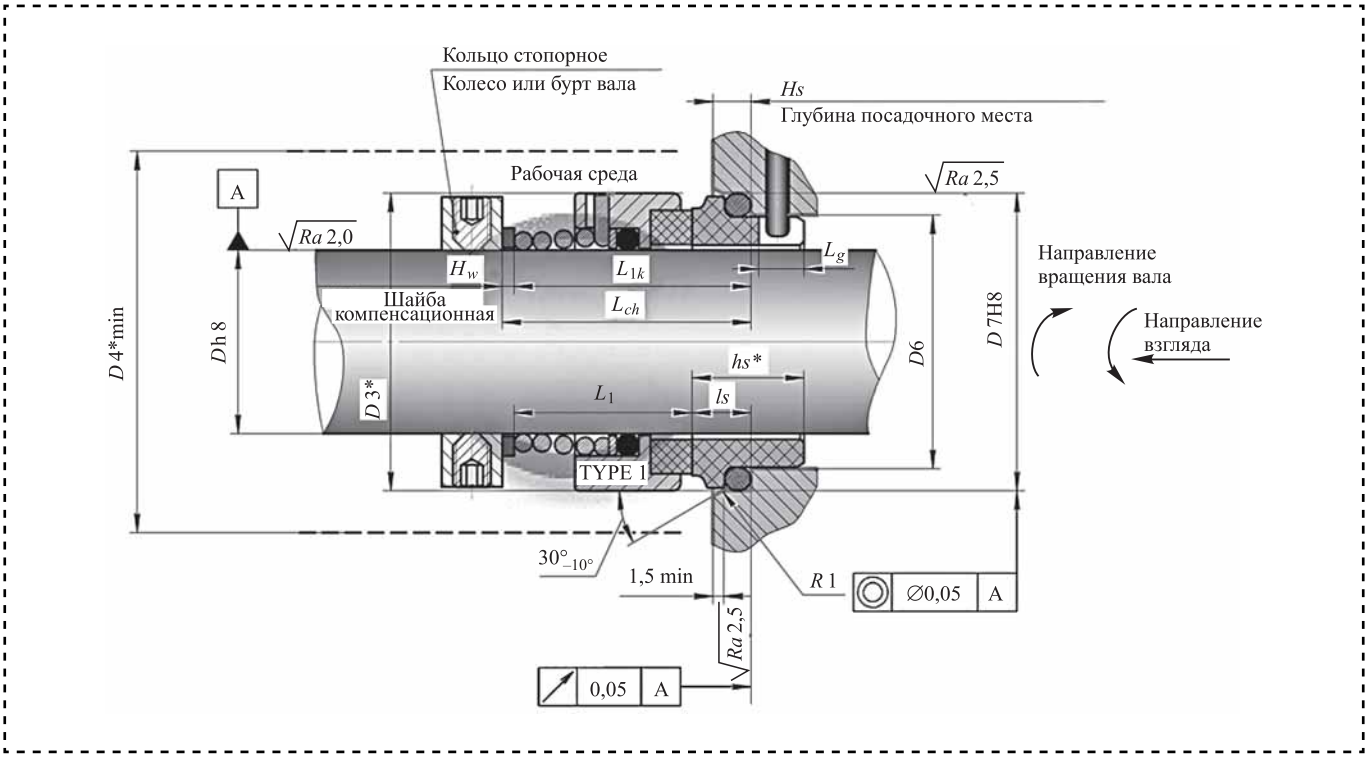


Рис. 3. Рекомендуемые значения отдельных ФГП торцевого РГС

уплотнение функционирует надлежащим образом, и жидкость не просачивается, это означает, что смазочная пленка испарилась под действием тепла, и давление в зазоре уплотнения понизилось. Соответственно, жидкость не просачивается через уплотнение.

Утечка $Q_{ту}$ таким образом зависит от геометрии зазора в РГС: среднего радиуса R_m, длины поверхности скольжения b и высоты зазора h. Увеличение высоты зазора в два раза приводит к восьмикратному увеличению утечки, в то время как все остальные условия остаются такими же [2].

Также утечка зависит от перепада давления Δp и уменьшается при увеличении вязкости η. Но с увеличением вязкости растет и толщина смазочной пленки и, соответственно, зазор уплотнения, что может привести к увеличению утечки. Зависимость между увеличением высоты зазора уплотнения и увеличением вязкости не является линейной. Поэтому сложно предсказать, приведет ли увеличение вязкости к увеличению или уменьшению утечки.

Шероховатость, отклонения формы и расположения контактирующих поверхностей скольжения влияют на высоту зазора уплотнения и, соответственно, на утечку.

Гидродинамическое давление повышается с увеличением скорости вращения. Это может привести к увеличению высоты зазора и, соответственно, скорости утечки. Высота зазора между поверхностями скольжения 0,2 мкм типична для торцевого уплотнения вала, работающего на воде.

Уравнение связи:

$$Q_{ту} = \frac{\pi R_m h^3 \Delta p}{6\eta b};$$

$$Q_{ту} \leqslant [Q_{ту}];$$

$$h_{тт} \leqslant [h_{тт}];$$

$$F_{тт} \geqslant [F_{тт}];\ F_{рув} \geqslant [F_{рув}];$$
$$F_{оук} \geqslant [F_{оук}],$$

где $[Q_{ту}]$ — допустимая утечка РГС;

$[h_{тт}]$ — зазор, обеспечивающий герметичность;

$[F_{тт}]$, $[F_{рув}]$, $[F_{оук}]$ — силы герметизации торцевого уплотнения, вала и корпуса насоса.

Манжетные уплотнения. От уплотнений других типов манжеты отличаются высокой герметичностью, простотой конструкции, малыми габаритными размерами и массой, относительно невысокой стоимостью, легкостью монтажа и т.д.

С целью обеспечения герметичности и облегчения условий монтажа манжеты в посадочном месте обычно армируют металлическим каркасом (рис. 4, *а*).

При большом разнообразии конструктивных исполнений отличительная особенность манжет — наличие хотя бы одной уплотнительной губы с контактной кромкой (рис. 4, *б*). Для удовлетворения различных эксплуатационных условий, в частности, температурного диапазона, выпускают уплотнения, кромки которых выполнены из различных материалов. Эти материалы обладают разными характеристиками и индивидуальными особенностями, от которых зависит выбор уплотнения в каждом конкретном случае. Например, новое поколение манжетных уплотнений SKF соответствует требованиям ISO 6194 и DIN 3760 и предназначено для применения в различных типах роторного оборудования [3].

Принцип действия радиальных манжет (см. рис. 4):

— первоначальный контакт манжеты с уплотняемыми поверхностями, обеспечивающий герметизацию при нулевом и малом давлении среды, осуществляется в результате пружинящего действия манжеты, деформированной (сжатой) при монтаже;

— эластичный фигурный уплотняющий элемент (кольцо), охватывающий вращающийся вал, прижимается к поверхности вала с некоторой силой, действующей в радиальном направлении. Для стабилизации этой силы во времени на

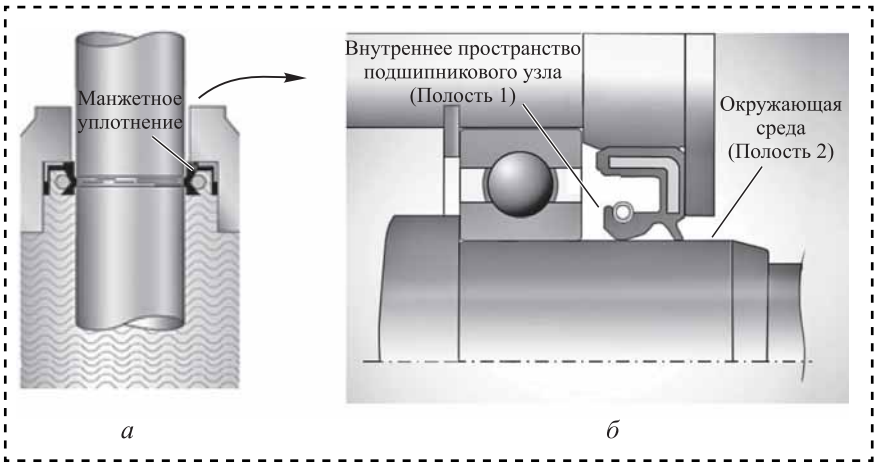


Рис. 4. Общий вид (*а*) и схема (*б*) манжетного уплотнения вала

уплотняющий элемент, как правило, надевают металлическую браслетную пружину;

— контактная плотность этого РГС повышается с увеличением давления среды, которая прижимает уплотнительные части манжеты к уплотняемым поверхностям вала и металлического каркаса.

Герметизирующая способность. Герметичность $Q_{му}$ манжетного уплотнения определяется двумя составляющими:

$$Q_{му} = Q_{в} + Q_{к},$$

где $Q_{в}$ — утечка через соединение вал—манжета;

$Q_{к}$ — утечка через соединение манжета—каркас.

Первая составляющая характеризует утечку через подвижное соединение, вторая — через неподвижное.

На герметизирующую способность манжеты по валу существенно влияет радиальная сила прижатия уплотнительной кромки манжеты к валу $F_{рв}$. Недостаточная радиальная сила приводит к утолщению смазывающей пленки $h_{рв}$ и появлению утечки $Q_{в}$. Повышенная радиальная сила ухудшает условия смазки трущихся поверхностей, ужесточает температурный режим в зоне трения, ускоряет старение и износ эластичного уплотнения.

Толщина смазывающей пленки $h_{рв}$ зависит как от радиальной силы $F_{рв}$, так и от ФГП и ФПМ уплотнительных поверхностей манжеты и вала.

На герметизирующую способность манжеты по каркасу также существенно влияет радиальная сила прижатия уплотнительной наружной поверхности манжеты к каркасу $F_{рк}$.

Функциональные параметры:

— отклонения диаметральных параметров вала и каркаса, геометрии манжеты и браслетной пружины приводят к неравномерности $F_{нмв}$ и $F_{нмк}$ и в конечном итоге к снижению герметичности РГС (класс допуска вала h10, корпуса H9);

— отклонения в виде эксцентриситета и углового смещения осей вала, манжеты и каркаса приводят к неравномерности распределения $F_{рв}$ и $F_{рк}$ по периметру соответствующих соединений и к снижению герметичности РГС (статический эксцентриситет приводит к неравномерному распределению радиальной силы по окружности, местному износу и утечкам);

— отклонения в виде некруглости вала и каркаса также приводят к неравномерности распределения $F_{рв}$ и $F_{рк}$ по периметру соответствующих соединений и к снижению герметичности РГС;

— шероховатость и волнистость вала и каркаса влияют на герметичность РГС; при применении манжет требуется достаточно высокая шероховатость обработки контртела (вала, каркаса). Высота микронеровностей на поверхности стальных деталей, сопряженных с уплотнением манжеты, должна быть Rz = 2,0...0,5 мкм;

— отклонения механических свойств материалов манжеты и браслетной пружины, вала и каркаса влияют на эксплуатационную герметичность РГС. При наличии дефектов на рабочей поверхности вала (забоин, вмятин, царапин, повреждений покрытий и др.) разрушается уплотняющий элемент манжеты. Соприкасающиеся поверхности вала и манжеты должны образовывать антифрикционную пару, обладать коррозионной стойкостью к уплотняемой среде и стойкостью к износу. Твердость поверхности больше 45 HRC. Глубина закалки более 0,3 мм.

Манжеты изготавливают из различных эластичных материалов, свойства которых ограничивают возможности работы манжетных уплотнений.

Рекомендуемые значения отдельных ФГП соединения каркас—манжета приведены на рис. 5. Рекомендации по эксцентриситету представлены на рис. 6.

Уравнение связи. От контактных уплотнений других типов из эластичных материалов манжеты отличаются меньшими утечками, так как обладают наилучшей "следящей" способностью, т.е. способностью "отслеживать" колебательные движения вращающихся валов, а также частично компенсировать неточности изготовления и

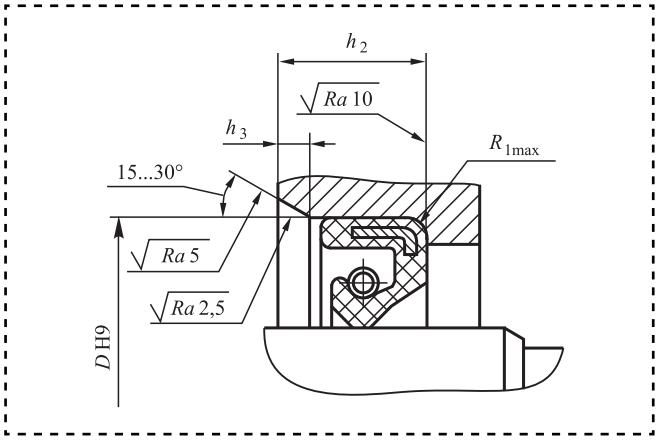


Рис. 5. Отдельные ФГП соединения каркас—манжета

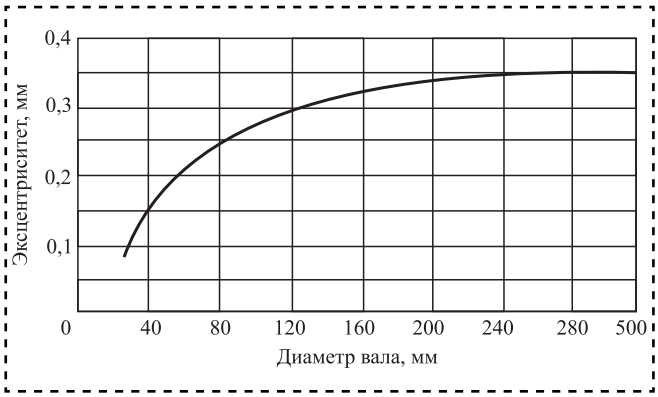


Рис. 6. Допускаемый статический эксцентриситет осей вала и корпуса [3]

сборки сопрягаемых деталей в виде несоосности, некруглости и др.

Уравнение утечки:

$$Q_{му} = Q_в + Q_к = f_1(F_{рв}, F_{рк});$$

$$Q_{му} \leqslant [Q_{му}];$$

$$F_{рв} \geqslant [F_{гер.в}];$$

$$F_{рк} \geqslant [F_{гер.к}],$$

где $[Q_{му}]$ — допустимая утечка РГС;

$[F_{гер.в}]$ и $[F_{гер.к}]$ — силы герметизации вала и каркаса.

Сальниковые уплотнения валов. Сальниковое уплотнение для насосов с плетеной набивкой — простейший тип уплотнения вала. Прокладка помещается между валом и корпусом насоса (рис. 7). В корпусе сальникового уплотнения мягкое прокладочное кольцо сжимается в осевом направлении, пока оно не соприкоснется с валом.

Используют одинарные и двойные (пакетные) сальниковые уплотнения. При работе насоса сальник обязательно пропускает часть рабочей жидкости, которая в этот момент служит для охлаждения и промывки уплотнения. Двойное сальниковое уплотнение позволяет осуществлять промывку уплотнения и его охлаждение, а также подвод от внешнего источника к уплотнению затворной жидкости, препятствующей утечке рабочей жидкости наружу [4].

Сальниковые уплотнения применяют при давлениях до 1,0 МПа (в некоторых случаях до 2,0 МПа) при окружной скорости уплотняемой поверхности до 20 м/с (в некоторых случаях до 30 м/с); температура воды перед набивкой допускается не выше 90 °С. Шнуры набивки изготавливают скручиванием и сплетением из пеньки, льна, джута, фторопласта и цветных металлов (свинца и меди) и пропитывают консистентными смазками: техническим жиром, графитом, воском, смолами, дисульфитом молибдена и др. Для сердечника набивок используют резину, медную и латунную проволоки и др.

Принцип действия сальниковой набивки:

— используют специальный шнур, пропитанный особенными веществами, которые зависят от сферы применения уплотнения;

— шнур укладывают в специальный паз корпуса центробежного насоса вокруг основного вала;

— шнур прижимается к корпусу специальной крышкой с помощью болтов;

— важная особенность эксплуатации сальниковой набивки — она должна постоянно находиться в смоченном виде. В этом случае затяжка набивочного уплотнения должна осуществляться так, чтобы через него была обеспечена протечка жидкости в количестве (для воды) 10...15 л/ч. Затяжка уплотнения для исключения утечек не допускается, так как при этом происходит выгорание смазки уплотнения, что приводит к задирам поверхности, контактирующей с набивкой. Крышка сальника

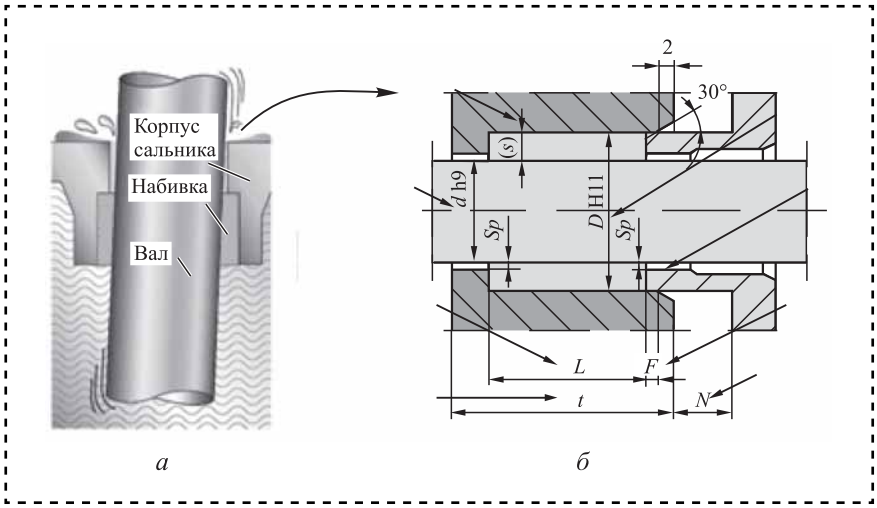


Рис. 7. Общий вид (*а*) и схема (*б*) сальникового уплотнения вала

прижимается до попадания жидкости в набивку. В противном случае при сильном уплотнении сальниковой набивки она разрушится;

— набивочные уплотнения требуют постоянного наблюдения и периодического подтягивания набивки.

Герметизирующая способность. Изделия применяют главным образом для герметизации подвижных (реже — неподвижных) соединений. Качество уплотнения напрямую зависит от правильности подбора сальниковой набивки. Изделие должно обеспечивать достаточно качественную герметизацию при использовании насоса в течение длительного времени. В идеале материал сальниковой набивки должен минимизировать трение с подвижными элементами и выдерживать неблагоприятные условия эксплуатации на протяжении всего срока службы. Выбор подходящего сечения набивки зависит от конструкции камеры.

К качеству набивок, работающих в интенсивных условиях, предъявляют достаточно строгие требования. Изделия не должны иметь повреждений оплетки и нитей, также не допускаются перекосы профиля.

Герметичность $Q_{су}$ сальникового уплотнения:

$$Q_{су} = Q_{вс} + Q_{ск},$$

где $Q_{вс}$ — утечка через соединение вал—сальник;

$Q_{ск}$ — утечка через соединение сальник—корпус насоса.

Первая составляющая характеризует утечку через подвижное соединение, вторая — через неподвижное.

В начальный период сжатия происходит уплотнение набивки за счет имеющихся пустот между нитями основы и частичного выдавливания смазочного материала. В дальнейшем деформация уменьшается и может происходить лишь в результате сжатия волокон и выдавливания смазочного материала. В процессе эксплуатации смазочный материал из набивки постепенно вымывается, набивка теряет эластичность и дальнейшая подтяжка и герметизация сальника становится невозможной.

Находящаяся под рабочим давлением уплотняемая среда может протекать по двум направлениям: по поверхности вала и внутренней части набивки; по стенке сальниковой камеры и наружной части сальниковой набивки. Набивка должна быть настолько сжата аксиальным давлением, чтобы возникающие радиальные давления на вал $F_{рвс}$ и сальниковую камеру $F_{ркс}$ были достаточны для соблюдения требуемой герметичности.

Радиальные силы $F_{рвс}$ и $F_{ркс}$ обеспечиваются при сборке и действии рабочего давления $p_р$. Вместе с тем высоты щели $h_{рвс}$ и $h_{ркс}$ зависят как от соответствующей радиальной силы, так и от ФГП и ФПМ уплотнительных поверхностей вала, эластичного уплотнения и корпуса насоса.

Функциональные параметры:

— отклонения диаметральных параметров вала и корпусной части, геометрии эластичного уплотнения приводят к неравномерности $F_{рвс}$ и $F_{ркс}$ и снижению герметичности РГС (класс допуска вала h9, корпуса H11);

— отклонения в виде эксцентриситета, углового смещения осей вала и корпуса, в виде некруглости и нецилиндричности вала и посадочного места корпуса приводят к неравномерности распределения $F_{рвс}$ и $F_{ркс}$ по периметру соответствующих соединений и к снижению герметичности РГС;

— шероховатость и волнистость вала и посадочного места корпуса влияют на герметичность РГС. Высота микронеровностей на поверхности стальных деталей, сопряженных с эластичным уплотнением, должна быть для вала Ra = = 0,16 мкм, а для посадочного места корпуса — Ra = 3,2 мкм;

— отклонения механических свойств материалов сальниковой набивки, вала и посадочного отверстия в каркасе влияют на эксплуатационную герметичность РГС.

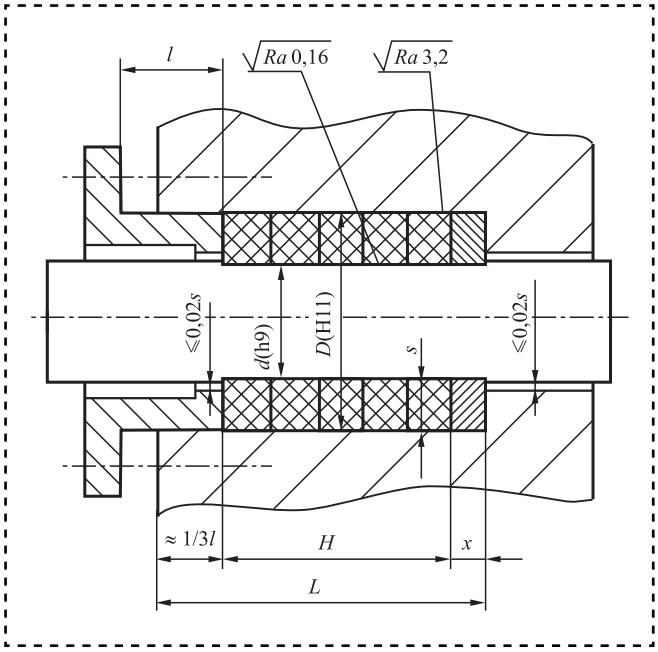


Рис. 8. Отдельные ФГП сальникового РГС

Рекомендуемые значения отдельных ФГП соединения каркас—манжета приведены на рис. 8.

Уравнение связи. Механизм герметизации сальникового уплотнения вала насоса определяется характером и скоростью движения уплотняемых деталей, материалом вала, физико-химическими свойствами, температурой и давлением рабочей среды, наличием механических примесей в рабочей среде, допустимыми утечками рабочей среды (режим работы "с прокалыванием" или "без прокалывания") и др.

Уравнение утечки:

$$Q_{\text{су}} = Q_{\text{в}} + Q_{\text{к}} = f_1(F_{\text{рвс}}, F_{\text{ркс}});$$

$$Q_{\text{су}} \leqslant [Q_{\text{су}}];$$

$$F_{\text{рвс}} \geqslant [F_{\text{гер.ву}}];$$

$$F_{\text{ркс}} \geqslant [F_{\text{гер.ку}}],$$

где $[Q_{\text{су}}]$ — допустимая утечка РГС;

$[F_{\text{гер.ву}}]$ и $[F_{\text{гер.ку}}]$ — силы герметизации вала и посадочного места корпуса.

Выводы

1. Алгоритмы основываются на реализации силовой и параметрической концепции обеспечения герметичности при выделении достижения контактного давления герметизации и норм на функциональные параметры материала и геометрии контактирующих уплотнений [5, 6].

2. Торцевые уплотнения валов наиболее качественны как по герметичности, так и долгосрочности поддержания ее уровня в процессе эксплуатации.

3. Манжетные уплотнения валов менее чувствительны к отклонениям функциональных параметров при обеспечении герметичности, чем торцевые, но их эксплуатационные характеристики ограничены.

4. Сальниковые уплотнения валов наиболее экономичны, но требуют квалифицированного и регулярного технического обслуживания.

Библиографический список

1. **Потапов В.В.** Концептуальные положения и задачи риск-ориентированного подхода к управлению безопасной эксплуатацией атомных станций // Компрессорная техника и пневматика. 2017. № 1. С. 44—48.

2. **Grundfos** Shaft Seal. Grundfos 2009. P. 108.

3. **Sials SKF.** SKF 2006. P. 98.

4. **Simrit-**katalog-uplotneniy-salniki-the-osnovy. Simmerring 2006. P. 257.

5. **Сейнов С.В.** Трубопроводная арматура. Исследования. Производство. Ремонт. М.: Машиностроение, 2002. 392 с.

6. **Гошко А.И.** Арматура трубопроводная целевого назначения. В 3 кн. М.: Машиностроение, 2003. 992 с.

Уважаемые читатели!

В журнале «Сборка в машиностроении, приборостроении» № 3 за 2017 г. были допущены ошибки:

на стр. 137

формулу $c_{\text{c}}^2 = c_{\text{cv}}^2 = \text{v}_{\text{v}}^2$, следует читать:

$$c_{\text{c}}^2 = c_{\text{cv}}^2 + \text{v}_{\text{v}}^2; \tag{2}$$

в экспликации вместо c_{v} следует читать c_{cv};

формулу $K_n = A[(1 - \varepsilon_i)B_j + \varepsilon_i C_c]^{1/2}$, следует читать:

$$K_n = A[(1 - \varepsilon_i)B_j + \varepsilon_i C_c]^{1/2}, \tag{3}$$

на стр. 138

Предложение в правой колонке третий абзац сверху следует читать:

На основе обобщенного уравнения (3) для системы двух фаз потоки частиц представляют в виде коэффициента подобия для низкотемпературной сверхпроводимости, который определяют как коэффициент электрического сопротивления вещества $K_{\text{нсп}}$ [2—12].

Все последующие формулы без нумерации.

Просим извинения за допущенную неточность.

УДК 621.822.57-229.331

В.И. Шаломов, *канд. техн. наук*
(Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет)
E-mail: shalomov2012@yandex.ru

Исследование влияния конструктивных особенностей газовых опор на эксплуатационные характеристики шпиндельных узлов металлообрабатывающих станков (ч. 5)

Рассмотрены результаты численного исследования влияния конструктивных и режимных особенностей частично пористых газостатических опор на эксплуатационные характеристики шпиндельных узлов металлообрабатывающих шлифовальных станков. Проведен сравнительный анализ характеристик исследуемых частично пористых радиальных газовых опор с данными расчетных исследований характеристик газодинамических и полностью пористых подшипников. Приведены данные экспериментальной оценки достоверности результатов выполненных теоретических расчетов.

Completes the review of the results of numerical research of influence of constructive and operational peculiarities of partially porous gas-static bearings on operational characteristics of spindle assemblies of metal-working grinders. Conducted comparative analysis of the characteristics of the studied partially porous radial gas supports data computational studies of characteristics of gas-dynamic and fully porous bearings. Experimental evaluation of the reliability of the results of the performed theoretical calculations.

Ключевые слова: металлообрабатывающий станок, самогенерирующие и полностью пористые газовые подшипники, газостатические опоры с пористыми вставками, эксплуатационные характеристики, экспериментальный стенд, конструктивный параметр, число сжимаемости, относительная нагрузка, коэффициент жесткости.

Keywords: metal cutting machine tools, self-generating and fully porous gas bearings, gas-static supports with porous inserts, operating the spindle unit characteristics, experimental setup, structural parameter, the number of compressibility, the relative load and the stiffness.

Встречающиеся в открытой печати отдельные сведения об эксплуатационных характеристиках радиальных подшипников с частично пористой стенкой вкладыша не позволяют выполнить корректный сравнительный анализ из-за неполной информации о характеристиках рассчитываемых опор, использования упрощенных методов, не отличающихся высокой точностью.

Поскольку вкладыш частично пористых подшипников сочетает непроницаемую и пористую поверхность, то целесообразно проведение расчетов в двух предельных случаях — для самогенерирующего (газодинамического) подшипника и полностью пористого газостатического подшипника.

Сравнение результатов расчета эксплуатационных характеристик подшипников ШУ с данными других исследований

Для сравнительного анализа использованы данные о линейных характеристиках самогенерирующего подшипника шпиндельного узла (ШУ), опубликованные в работе [3], и полностью пористых подшипников, представленные в работах [1, 2]. Характеристики этих подшипников приведены к безразмерному виду (рис. 1).

Достаточно высокое согласование теоретических данных позволяет сделать вывод о корректном построении алгоритма расчета характеристик опор и составлении программного комплекса.

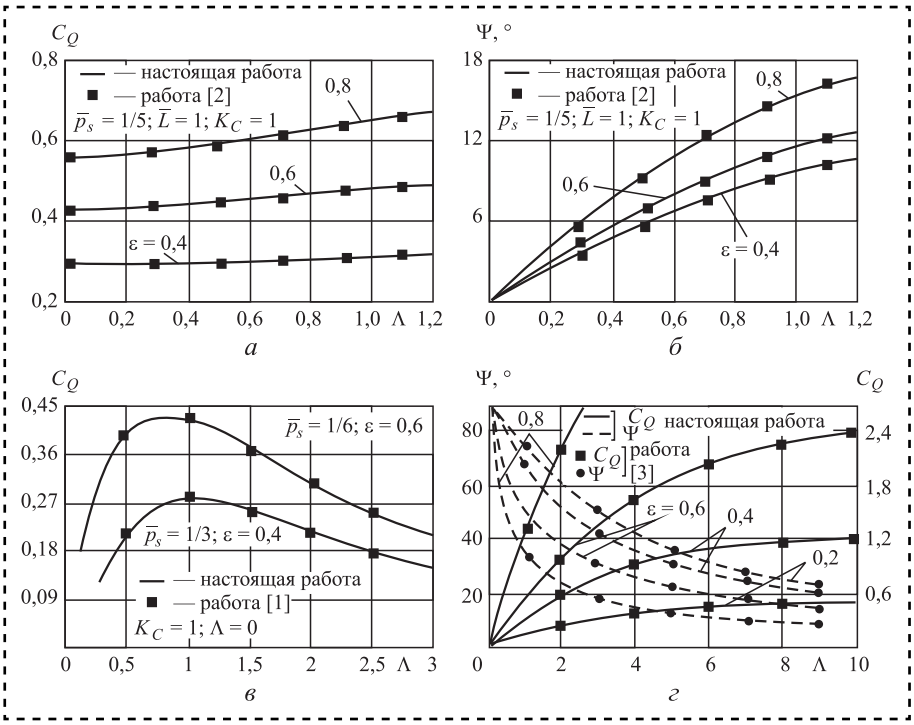


Рис. 1. Сравнение результатов настоящей работы с работами:
[2] — по коэффициенту несущей способности C_Q (*а*) и углу ориентации нагрузки Ψ (*б*); [1] — по коэффициенту несущей способности C_Q (*в*); [3] — по коэффициенту несущей способности C_Q и углу ориентации нагрузки Ψ самогенерирующего подшипника $\bar{L} = 1$ (*г*)

Оценка достоверности результатов теоретических расчетов эксплуатационных характеристик ШУ

Опытные данные получены на экспериментальном стенде [4], который моделирует работу ШУ с частично пористыми газостатическими подшипниками.

Геометрические размеры элементов и узлов ШУ: длина подшипников $L_1 = L_2 = 60$ мм; диаметр подшипников $D = 51{,}11$ мм; средний радиальный зазор $c = 50$ мкм; раздвижка линий наддува в опоре $b = 24$ мм; раздвижка опор $a = 213$ мм; вылет шпинделя $l = 67{,}3$ мм.

Пористые вставки изготовлены в форме шпонок размером: 12×6×5,5 мм. В одном кольцевом ряду наддува каждого подшипника располагали по 6 вставок. В безразмерных величинах элементы ШУ имели параметры: $\bar{L}_1 = \bar{L}_2 = 1{,}2$; $K_C = 0{,}302$; $t/a = 2$; $\bar{b} = 0{,}42$; $\bar{a} = 3{,}55$; $\bar{l} = 1{,}02$.

Статические эксперименты, соответствующие работе газовых опор в режиме подвеса, выполнены при абсолютном давлении наддува сжатого воздуха p_s: 0,297254; 0,396608; 0,495492 и 0,573188 МПа. Тогда относительное давление наддува $\bar{p}_s$: 0,343; 0,258; 0,206 и 0,178 соответственно.

При постоянном давлении наддува воздуха в зазор подшипников варьировали давление на поршень нагрузочного устройства и измеряли угловые смещения вала в передней и задней опорах.

Результаты экспериментального исследования достоверности теоретических расчетов относительной нагрузки на консоли вала и коэффициента жесткости представлены на рис. 2.

Графики зависимостей $\bar{F} = f(\varepsilon_1)$ и $k_{\bar{F}} = f(\varepsilon_1)$ показывают вполне удовлетворительное согласование между экспериментальными и теоретическими данными во всем диапазоне относительного эксцентриситета ε_1. При $\varepsilon_1 = 0{,}2$ относительная погрешность вычисления $\bar{F}$ составляет 4 %; при $\varepsilon_1 = 0{,}3...5$ %. Относительная ошибка определения коэффициента жесткости во всем диапазоне ε_1 не превышает 8 %.

График зависимости $\bar{F} = f(\bar{p}_s, \varepsilon_1)$ на рис. 3, *а* подтверждает достаточно точное согласование теоретических и экспериментальных данных. Максимальное относительное отклонение расчетных значений $\bar{F}$ не превышает 10 % при эксцентриситете $\varepsilon_1 = 0{,}3$.

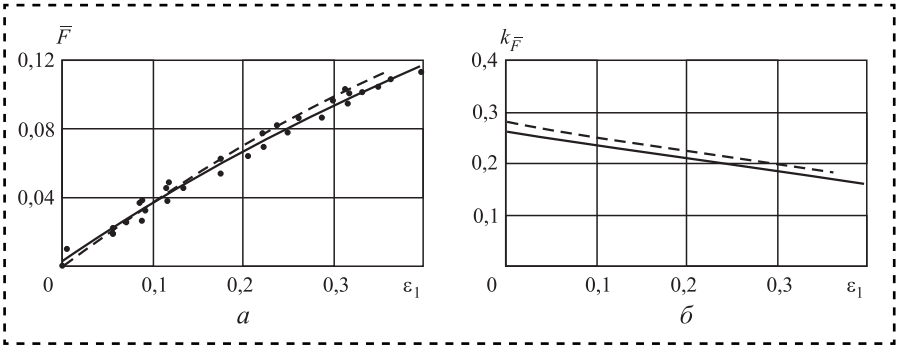


Рис. 2. Зависимость относительной нагрузки $\bar{F}$ (*а*) и коэффициента жесткости $k_{\bar{F}}$ (*б*) от относительного эксцентриситета ε_1:
$\bar{p}_s = 0{,}178$; —— — эксперимент; – – – — теория

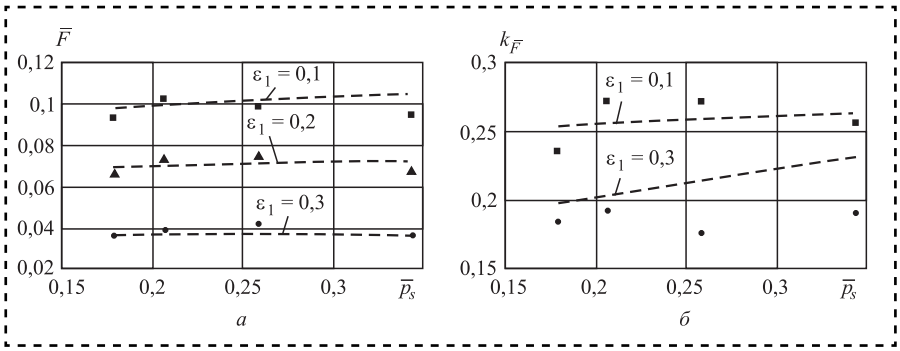


Рис. 3. Зависимость относительной нагрузки $\bar{F}$ (*а*) и коэффициента жесткости $k_{\bar{F}}$ (*б*) от относительного давления наддува $\bar{p}_s$ и относительного эксцентриситета ε_1:

■ — эксперимент (ε_1 = 0,1); ▲ — эксперимент (ε_1 = 0,2); ● — эксперимент (ε_1 = 0,3); – – – — теория

Сводные данные серии экспериментов

Относительное давление наддува $\bar{p}_s$	Частота вращения n, мин$^{-1}$	Быстроходность $D \cdot n$, мм·мин$^{-1}$	Число сжимаемости Λ
0,339	32 000	$1,63 \cdot 10^6$	0,331
	24 000	$1,23 \cdot 10^6$	0,249
	12 000	$0,61 \cdot 10^6$	0,124
0,258	36 500	$1,86 \cdot 10^6$	0,285
	24 000	$1,22 \cdot 10^6$	0,187
	12 000	$0,61 \cdot 10^6$	0,094

Анализ зависимости $k_{\bar{F}} = f(\varepsilon_1, \bar{p}_s)$ показывает, что максимальная относительная погрешность теоретического расчета $k_{\bar{F}}$ не превосходит 17 %, которая достигается при ε_1 = 0,3 (рис. 3, *б*).

Эксперименты в гибридном (комбинированном) режиме работы газовых опор ШУ проведены при абсолютном давлении наддува p_s, равном 0,299078 и 0,396674 МПа. Этим значениям соответствовало относительное давление $\bar{p}_s$, равное 0,339 и 0,258.

При каждом значении давления наддува выполнено три серии экспериментов с различными значениями частоты вращения вала ШУ (таблица). При установленной приводной турбиной скорости вращения вала и соответствующем числе сжимаемости с помощью нагрузочного устройства создавали силовую нагрузку на консоли шпинделя и фиксировали его угловое смещение в передней и задней опорах.

Теоретические и экспериментальные зависимости относительной нагрузки на консоли вала $\bar{F}$ от относительного эксцентриситета в передней опоре ε_1 при постоянных значениях $\bar{p}_s$ и Λ показывают достаточно точное качественное и количественное согласование данных (рис. 4).

Наибольшее относительное отклонение в расчетном определении коэффициента жесткости $k_{\bar{F}}$ достигается при $\varepsilon_1 \geqslant 0,3$ и не превышает 8 % (рис. 5). Относительная ошибка расчетного значения $k_{\bar{F}}$ имеет тенденцию к снижению при увеличении частоты вращения вала и уменьшении абсолютного давления наддува. Эксперимент также подтверждает, что жесткость ШУ выше при малых значениях относительного эксцентриситета.

Обобщенную картину согласования теоретических исследований и экспериментальных данных представляют графики зависимостей $\bar{F} = f(\Lambda, \varepsilon_1)$ и $k_{\bar{F}} = f(\Lambda, \varepsilon_1)$ (рис. 6).

В целом анализ зависимостей $\bar{F} = f(\Lambda, \varepsilon_1)$ при различных давлениях наддува показал, что максимальная относительная ошибка достигается при относительном эксцентриситете ε_1 = 0,3 и составляет не более 6 %.

Наибольшее расхождение теоретических и экспериментальных характеристик $k_{\bar{F}} = f(\Lambda, \varepsilon_1)$ наблюдали при числе сжимаемости Λ = 0,094: при ε_1 = 0,1—8 %, ε_1 = 0,3—13 %. При увеличении частоты вращения вала существует тенденция к снижению относительной ошибки.

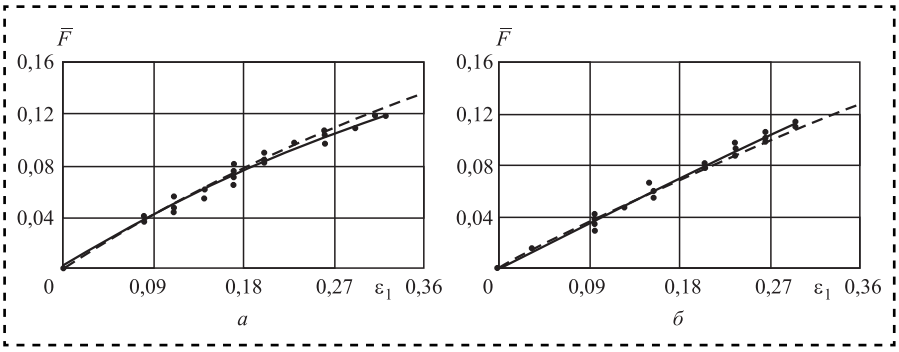


Рис. 4. Зависимость относительной нагрузки $\bar{F}$ от относительного эксцентриситета ε_1:

а — $\bar{p}_s$ = 0,339; Λ = 0,331; *б* — $\bar{p}_s$ = 0,258; Λ = 0,187; —— — эксперимент; – – – — теория

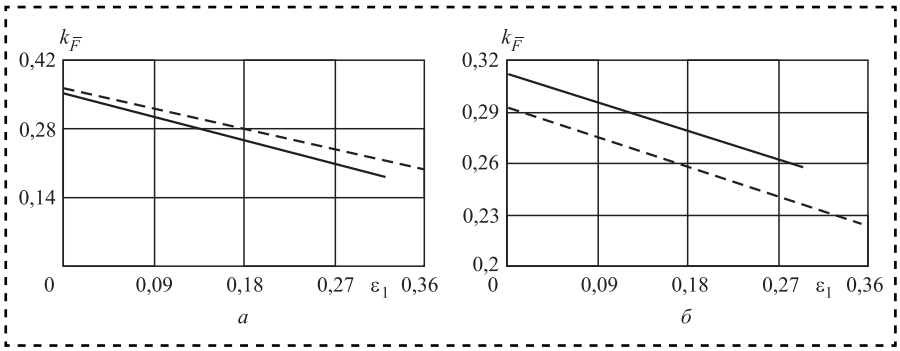


Рис. 5. Зависимость коэффициента жесткости $k_{\bar{F}}$ от относительного эксцентриситета ε_1:
а — $\bar{p}_s$ = 0,339; Λ = 0,331; *б* — $\bar{p}_s$ = 0,258; Λ = 0,187; —— — эксперимент; – – – — теория

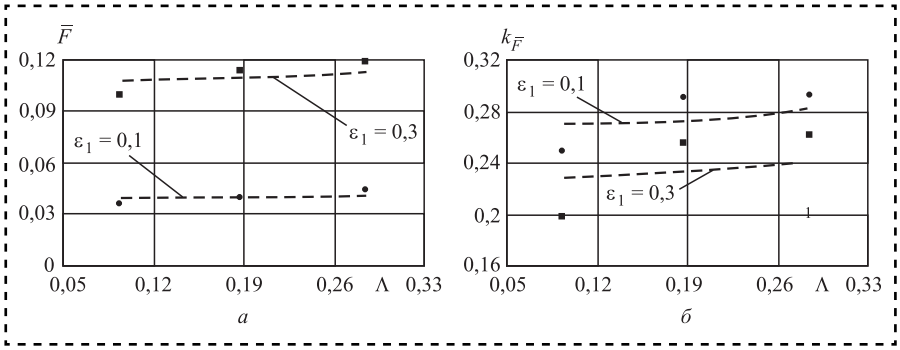


Рис. 6. Зависимость относительной нагрузки $\bar{F}$ (*а*) и коэффициента жесткости $k_{\bar{F}}$ (*б*) от числа сжимаемости Λ и относительного эксцентриситета ε_1:
$\bar{p}_s$ = 0,258; • — эксперимент (ε_1 = 0,1): ▪ — эксперимент (ε_1 = 0,3); – – – — теория

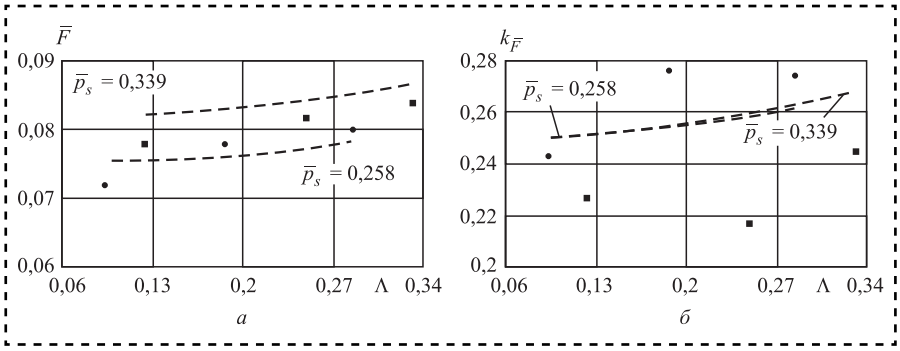


Рис. 7. Зависимость относительной нагрузки $\bar{F}$ (*а*) и коэффициента жесткости $k_{\bar{F}}$ (*б*) от числа сжимаемости Λ и относительного давления наддува $\bar{p}_s$:
ε_1 = 0,2; • — эксперимент ($\bar{p}_s$ = 0,258); ▪ — эксперимент ($\bar{p}_s$ = 0,339); – – – — теория

При числе сжимаемости Λ = 0,285 относительная погрешность уже составляет 4,4 % при ε_1 = 0,1 и 8 % при ε_1 = 0,3.

Сопоставление теоретических результатов расчета и экспериментальных данных эксплуатационных характеристик ШУ в зависимости от числа сжимаемости Λ и различных значениях относительного наддува $\bar{p}_s$ показано на рис. 7. Максимальное расхождение теоретических и опытных зависимостей $\bar{F} = f(\Lambda, \bar{p}_s)$ при $\bar{p}_s$ = 0,339 составляет не более 6 %. С увеличением числа сжимаемости относительная погрешность снижается при всех значениях относительного давления наддува.

Анализ теоретических и экспериментальных зависимостей $k_{\bar{F}} = f(\Lambda, \bar{p}_s)$ позволил заключить, что максимальная относительная погрешность не превосходит 16 %.

Выводы

1. Сопоставление характеристик самогенерирующего подшипника и опоры с полностью пористым вкладышем из литературных источников с результатами численных исследований характеристик газостатических опор с пористыми вставками показал практически полное их согласование.

2. Сравнение экспериментальных и теоретических характеристик ШУ с частично пористыми подшипниками показывает, что методика численного расчета с достаточной для практики точностью может быть использована при проектировании высокоскоростных ШУ.

Библиографический список

1. **Sneck H.J., Yen K.T.** The Externally Pressurized. Porous Wall Gas Lubricated Journal Bearing // Journal of Lubrication Technology. Tranactions of the ASME. 1964. Vol. 7. P. 288—298.

2. **Сунь Да-чен.** Анализ стационарных характеристик пористых радиальных подшипников с газовой смазкой // Проблемы трения и смазки. М.: Мир, 1975. Т. 97. № 1. С. 43—50.

3. **Raimondi A.A.** A numerical solution for the gas lubricated full journal bearing of finite length // Journal of Lubrication Technology. Transactions of the ASME. Vol. 4. 1961. P. 339—347.

4. **Экспериментальный** стенд для исследования выходных характеристик высокоскоростных ШУ: Сб. материалов междунар. научно-практ. конф. Комсомольск-на-Амуре: "КнАГТУ", 2005. С. 52—56.

5. **Выходные** характеристики высокоскоростных шпиндельных узлов на газовых опорах / А.В. Космынин и др. М.: Издательский Дом "Академия Естествознания", 2011. 178 с.

УДК 621.91.02

Н.К. Криони, М.Ш. Мигранов, С.Р. Шехтман, *д-ра техн. наук*
(Уфимский государственный авиационный технический университет)
E-mail: migmars@mail.ru

Изнашивание режущего инструмента с многослойными композиционными покрытиями

Представлены результаты экспериментальных исследований износостойкости режущего инструмента и показаны зависимости влияния температуры на трибологические характеристики контакта и композиционных многослойных покрытий.

Presents the results of experimental studies of wear resistance of the cutting tool and shows the influence of temperature on tribological characteristics of contact and composite multilayer coatings.

Ключевые слова: многослойные износостойкие покрытия, трибологические характеристики, эпилама, индентор, износостойкость, фрезерование.

Keywords: layered wear proof coating are rendered, the tribological characteristics, epilame, indentation, wear resistance, milling.

Повышение производительности лезвийной обработки резанием в значительной степени зависит от эффективного использования современного высокопроизводительного и дорогостоящего металлорежущего оборудования, оснащенного системами с числовым программным и адаптивным управлением, особенно в условиях гибких автоматизированных производств и мехатронных станочных систем, где наиболее слабым звеном технологической цепочки является режущий инструмент. При этом повышены требования, предъявляемые к качеству и надежности режущего инструмента, а также ужесточены условия его работы. Режущие инструменты таких систем работают при высоких контактных напряжениях и температурах, активации всех физико-химических процессов. Контактные площадки инструмента интенсивно изнашиваются от абразивного воздействия твердых включений в обрабатываемых материалах, протекания адгезионно-усталостных, коррозионно-окислительных и диффузионных явлений. В этих условиях работоспособность инструмента может быть повышена за счет изменения состояния приповерхностных свойств, при которых контактные площадки режущего клина будут наиболее эффективно сопротивляться изнашиванию, особенно при повышенных температурах. При этом инструментальный материал в объеме тела инструмента должен одновременно обладать достаточным запасом прочности при сжатии и изгибе, приложении ударных импульсов и знакопеременных напряжений. Перечисленные свойства обычно — взаимоисключающие. Для создания режущего инструмента с комплексом указанных свойств на поверхности и в объеме тела используют различного рода износостойкие покрытия (ИП).

Широкое промышленное использование режущих инструментов с ИП позволяет: повысить стойкость и надежность инструмента; сократить удельный расход дорогостоящих остродефицитных инструментальных материалов; расширить область применения твердых сплавов и сократить номенклатуру сплавов стандартных марок и т.д. [1].

Износ любого трибосопряжения, в том числе режущего инструмента, проходит ряд стадий, которые базируются на различных трибопроцессах [1, 2]. Наиболее общая классификация процессов трения разделяет их на две группы:

— стационарные, т.е. с мало изменяющимися во времени трибопараметрами;

— изменяющиеся с определенной тенденцией.

Стационарному процессу соответствует нормальный износ, нестационарному — приработка и усиленный (или катастрофический) износ. Для режущего инструмента, работающего главным образом в условиях адгезионного изнашивания, усиленный износ аналогичен режиму заедания. Приработке соответствует процесс перехода к устойчивому состоянию, а заедание проявляется как неустойчивый процесс, который характеризуется самоускоряющимся возрастанием интенсивности изнашивания.

Необходима разработка таких многослойных покрытий для режущего инструмента, очередной слой которых отвечал бы текущей фазе процесса изнашивания.

Нанесенные на инструментальные материалы покрытия позволяют значительно снизить силу трения [1, 2, 4]. Особенно это характерно для наиболее термодинамически устойчивых покрытий в виде оксидов некоторых металлов, а также для покрытий, склонных к диссоциации при температурах, соответствующих максимальным температурам резания. С повышением температуры увеличивается частота собственных колебаний валентных атомов, растет пластичность материала и снижается его сопротивляемость пластическому деформированию. Таким образом, даже при постоянном нормальном напряжении увеличиваются число активных центров и площадь фактического контакта. Повышение температуры способствует разрушению поверхностных пленок и образованию химически чистых, "ювенильных" поверхностей, что способствует проявлению схватывания и увеличению сил трения. При дальнейшем повышении температуры происходит разупрочнение "узлов" схватывания и интенсивное окисление трущихся поверхностей. Это приводит к снижению сил трения.

Тепловые процессы при резании металлов — своеобразный индикатор, отражающий характер протекания целого ряда явлений, определяющих работоспособность режущего инструмента и качество формируемых поверхностей обрабатываемых деталей [4]. С повышением температуры инициируются процессы макро- и микроразрушения контактных площадок инструмента. При наличии на контактных площадках инструмента ИП снижаются работа деформации и силы резания [1, 2]. Это свидетельствует о снижении интенсивности основных источников тепла в зоне резания — деформационного и фрикционного по передней и задней поверхностям. ИП, отличаясь по своим теплофизическим характеристикам от соответствующих характеристик инструментальной матрицы, может изменять или регулировать направление и интенсивность тепловых потоков: в сторону инструмента, детали и стружки, а также в окружающую среду. В этом случае снижение интенсивности основных источников теплоты и изменение направления тепловых потоков приведет к изменению теплового состояния инструмента и температуры резания.

Высокая износостойкость инструмента с твердыми покрытиями обусловлена тем, что последние выполняют функцию экрана контактных поверхностей инструмента от внешних воздействий при резании. В наибольшей степени это касается устойчивой стадии процесса (фазы нормального износа), когда основным требованием к покрытию является высокая износостойкость. Существенное повышение режущих свойств инструмента достигается при наличии дополнительного подслоя, сформированного за счет диффузионного насыщения азотом (ионное азотирование) поверхности быстрорежущей стали. Наличие азотированного подслоя обеспечивает минимальную пластическую деформацию твердого покрытия в процессе резания и высокую износостойкость инструмента. По этой причине технология комбинированного упрочнения (ионного азотирования + покрытия) принята нами за базовую.

Для эффективной работы такого покрытия в нестационарных стадиях процесса износа предложено использовать дополнительные слои. Так, в период приработки использован антифрикционный слой, позволяющий избежать повреждаемости твердого и хрупкого покрытия. Состав такого слоя и технология его нанесения могут варьироваться.

В качестве приработочного слоя использовали слой эпилама [1—3]. Эпиламирование заключается в нанесении на поверхность инструмента фторосодержащего поверхностно-активного вещества. Пленочное покрытие в виде плотно упакованного молекулярного монослоя располагается эквидистантно профилю макронеровности поверхности инструмента. Оно обладает высокой адсорбционной способностью, в связи с малой толщиной прочно удерживается на поверхности и заполняет ее поры. Поскольку поверхностная энергия масел, присутствующих в составах смазочно-охлаждающих жидкостей, используемых при работе инструмента, больше поверхностной энергии этой пленки, то в результате их молекулярного взаимодействия обеспечивается нерастекаемость масел и предотвращение их сдвига

с поверхности. Разделение смазкой поверхностей трения препятствует их изнашиванию и интенсивному схватыванию на начальных стадиях работы инструмента.

Предположили, что если приработке инструмента отвечает эпиламированный слой покрытия, нормальному износу — слой покрытия, а катастрофическому износу — азотированный подслой, то существенно повышается износостойкость режущего инструмента. Провели исследования триботехнических характеристик в интервале температур 150...550 °С, соответствующем температурам резания при использовании быстрорежущих инструментов. Прочность адгезионных связей на срез τ_{nn}, предельные нормальные напряжения p_{rn} и индекс совместимости $K_c = \tau_{nn}/p_{rn}$ оценивали по методике [3].

В основе экспериментального метода принята физическая модель (рис. 1), которая в первом приближении отражает реальные условия трения и изнашивания на локальном контакте. Сферический индентор *2* (имитирующий единичную неровность пятна касания трущихся твердых тел), сдавленный двумя плоско-параллельными образцами *1* (с высокой точностью и чистотой контактирующих поверхностей), вращается под нагрузкой вокруг собственной оси. Сила *F*, расходуемая на вращение индентора и приложенная к тросику *3*, уложенному в паз диска *4*, связана главным образом со сдвиговой прочностью τ_{nn} адгезионных связей.

Для использования этого способа применительно к условиям повышенных температур контакта разработана и создана [3] специальная аппаратура, позволяющая проводить электроконтактный нагрев (через шины *5*, изолированные от корпуса прокладками *6*, см. рис. 1) зоны соприкосновения и обеспечивать характерное для трибоконтакта распределение температуры в приповерхностном слое. Разработаны методы тарирования регулирования температуры контакта, и получение зависимости τ_{nn} от нормальных напряжений p_{rn} при различных температурах контакта.

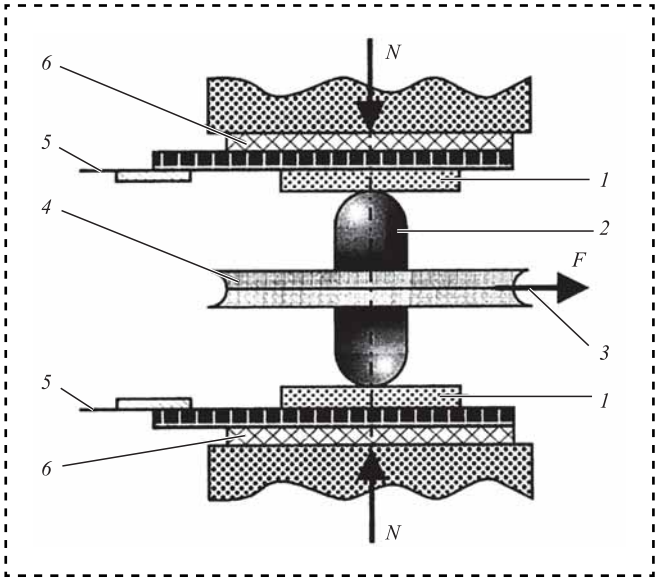


Рис. 1. Модель фрикционного контакта

Инденторы изготавливали из инструментальной стали Р6М5 без покрытий, с твердым покрытием (TiCr)N (нанесенным методом PVD) и с твердым покрытием (TiCr)N + слой эпилама (фторосодержащая). Исследования проводили с использованием пятипроцентной эмульсии на водной основе и без СОЖ.

Применение покрытий (TiCr)N и эпиламы существенно снижает прочность τ_{nn} на срез адгезионных связей и индекс совместимости K_c практически во всем исследованном диапазоне температур контакта (рис. 2). Этому способствует также применение СОЖ. Полученные

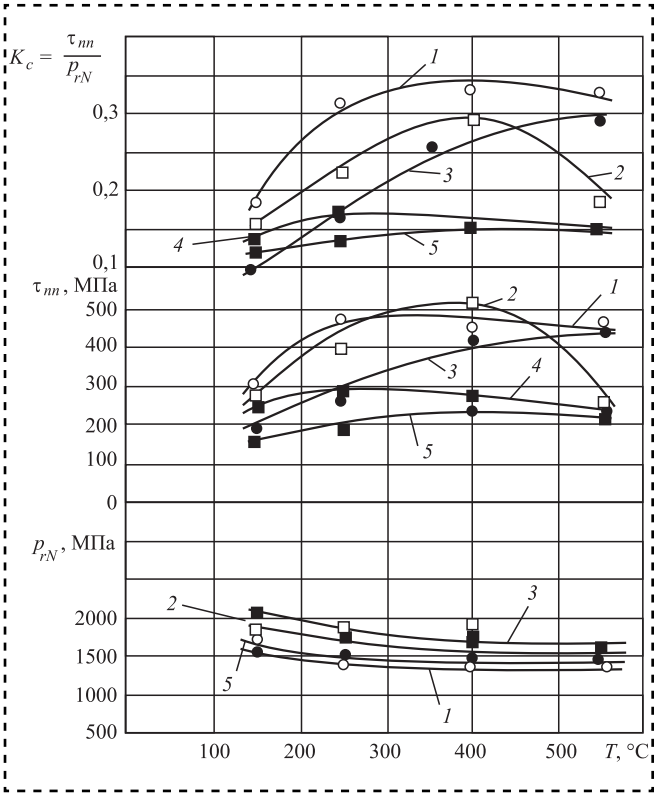


Рис. 2. Влияние температуры, состояния поверхности инструментального материала из Р6М5 и окружающей среды на трибологические характеристики контакта с обрабатываемым материалом — сталью 45 (в отожженном состоянии):

1 — без покрытия с СОЖ; *2* — с покрытием (TiCr)N, без СОЖ; *3* — без покрытия, с СОЖ; *4* — с покрытием (TiCr)N, без СОЖ; *5* — с покрытием (TiCr)N + эпилама, с СОЖ

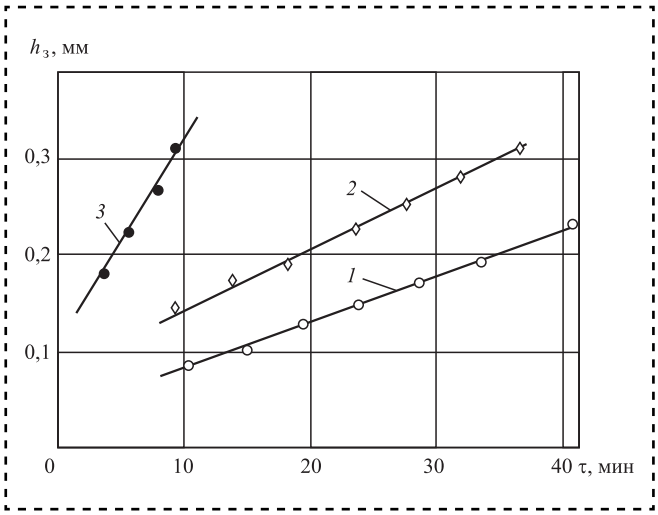


Рис. 3. Графики износа концевых фрез диаметром 12 мм при фрезеровании стали 40Х (280...290 НВ) (скорость резания v = 21 м/мин; ширина фрезерования *b* = 10 мм; глубина фрезерования *t* = 3 мм; подача на зуб S_z = 0,028 мм):
1 — фреза карбидостальная с покрытием (TiAl)N (67 HRC); *2* — карбидосталь с покрытием (TiCr)N (68 HRC); *3* — фреза твердосплавная

результаты подтвердили прогноз об улучшении триботехнических свойств контакта инструментального и обрабатываемого материалов при использовании покрытий с программируемым послойным изменением свойств.

Износостойкость режущего инструмента исследовали при попутном фрезеровании четырехперьевыми концевыми фрезами диаметром 12 мм заготовок из стали 40Х (280...290 НВ) со скоростью резания v = 21 м/мин, подачей на зуб S_z = 0,028 мм/мин, шириной b = 10 мм и глубиной t = 3 мм на фрезерном станке HSS-400-V "HECKERT".

Ширину фаски износа по задней поверхности на вершине зубьев ($h_з$) и по лезвию измеряли микроскопом МИР 2М (МОВ) с точностью 0,01 мм. Во внимание принимали наиболее изношенный зуб. Критерий затупления $h_з$ = 0,3 мм. Для измерения износа через каждые 500...1000 м пути резания делали остановки. Фрезы выполнены из карбидостали на основе Р6М5 и прошли ионное азотирование с последующим нанесением покрытий методом PVD — (TiAl)N (67 HRC) или (TiCr)N (68 HRC) и эпиламированием.

Для сравнения выполняли также стойкостные испытания цельных твердосплавных фрез из ВК8 (рис. 3). Подтверждено многократное повышение периода стойкости режущих инструментов с многослойными покрытиями, имеющими программируемое изменение свойств за счет уменьшения приработочного износа и снижения интенсивности нормального износа.

Перспективное направление в повышении износостойкости режущих инструментов — применение композиционных многослойных покрытий, каждый слой которых выполняет соответствующую функцию в каждой последующей фазе изнашивания.

Библиографический список

1. **Верещака А.С.** Работоспособность режущего инструмента с износостойкими покрытиями. М.: Машиностроение, 1993. 336 с.

2. **Мигранов М.Ш., Шустер Л.Ш.** Интенсификация процесса механообработки на основе использования эффекта самоорганизации при трении. М.: Машиностроение. 2005. 202 с.

3. **Шустер Л.Ш., Мигранов М.Ш.** Прибор для исследования адгезионного взаимодействия: пат. на полезную модель 34249 от 24.06.2003.

4. **Шустер Л.Ш., Криони Н.К., Шолом В.Ю., Мигранов М.Ш.** Покрытия и смазка в высокотемпературных подвижных сопряжениях и металлообработке. М.: Машиностроение, 2008. 318 с.

УДК 629.114.2-235

В.М. Труханов, *д-р техн. наук,* **Ю.И. Крыхтин,** *канд. техн. наук,* **А.С. Романовский**
(Волгоградский государственный технический университет)
E-mail: trukhanov1939@mail.ru

Физические основы разработки заготовок фрикционных дисков с комбинированной поверхностью трения с молибденовым газотермическим покрытием для повышения надежности работы в масле в узлах трансмиссий транспортных машин

Разработаны заготовки фрикционных дисков, эксплуатируемых в масле, с контртелом из стали 65 Г (285…321 НВ), с увеличенной долговечностью, повышенной надежностью в работе, а также с улучшенными характеристиками по технологичности, в сравнении с фрикционными дисками со спеченным фрикционным материалом на медной основе МК-5, изготовленным по традиционной технологии порошковой металлургии — прессование и спекание под давлением, для механизма передач и поворота гусеничной машины (ГМ) массой до 18 т.

Aim of work is development of friction disks' stocks, exploitable in oil, with rider of steel 65G (285…321 HB), with enlarged working life, increased reliability in work, and also with improved characteristics on manufacturability in comparison with friction disks with sintered friction copper-based material MK-5, made according to traditional technology of powder metallurgy — pressing and sintering under pressure, for gear and slewing mechanism of tracked vehicle (TM) of mass under 18 t.

Ключевые слова: заготовка, диск трения, газотермическое покрытие, трансмиссия, трение в масле.

Keywords: stock, friction disk, gas-thermal coating, transmission, friction in oil.

Разработаны заготовки фрикционных дисков с комбинированной поверхностью трения, полученной по технологии плазменного напыления молибденового газотермического покрытия, для работы в масле в узлах трансмиссий транспортных машин [1, 2]. Предлагаемое техническое решение может быть использовано в машиностроении в тормозных и фрикционных устройствах.

Диски трения с двумя рабочими поверхностями, состоящие из металлической основы и фрикционного материала, работают со стальным контртелом со смазкой или без смазки при больших скоростях скольжения и удельных давлениях на фрикционном контакте. В таких дисках на стальную основу с двух сторон припекают под давлением кольцевые металлокерамические прессовки на медной или железной основе [4].

Недостаток таких дисков — низкий коэффициент трения при работе со стальным контртелом со смазкой, что снижает надежность и долговечность фрикционного или тормозного узла, увеличивает габаритные размеры и массу конструкции и трудоемкий процесс их изготовления прессованием и спеканием под давлением.

Новизной предлагаемого технического решения является то, что в диске трения основа выполнена с равномерно расположенными по окружности радиальными торцевыми пазами, заполняемыми, например методом плазменного напыления, пористым фрикционным молибденовым материалом, причем толщина диска равна толщине основы, а площадь покрытия в пазах относится к остальной площади торца основы в соответствующем соотношении.

Работа выполнена Волгоградским тракторным заводом совместно с Институтом проблем материаловедения Академии наук Украины [3].

Диск трения с двумя рабочими поверхностями (рис. 1) состоит из металлической основы *1* и фрикционного материала *2* для работы со сталь-

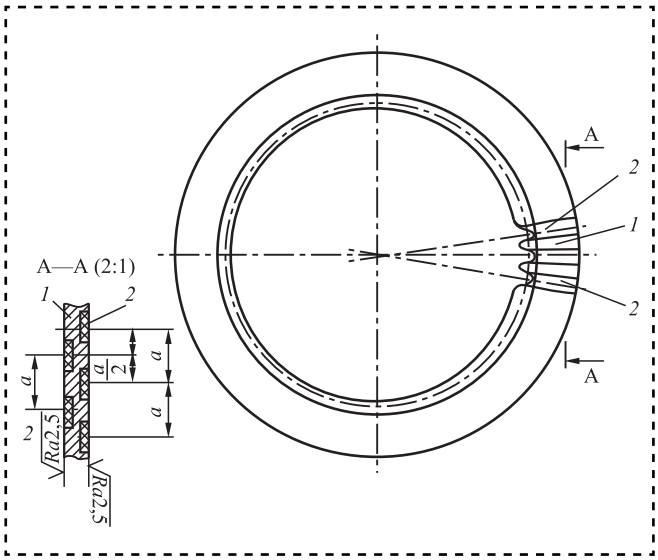


Рис. 1. Диск трения:
1 — основа диска; *2* — фрикционный материал; *a* — шаг торцевых пазов

ным контртелом в масле. Основа диска выполнена с равномерно расположенными по окружности радиальными торцевыми пазами глубиной 0,3...0,5 мм с шагом *a*, заполняемыми пористым фрикционным материалом, который наносится методом плазменного напыления. На противоположных торцах диска пазы могут быть смещены на величину *a*/2. Толщину диска выполняют равной толщине основы *1*, а площадь покрытия в пазах относится к остальной площади торца основы *1* в соотношении 85:15. Рабочая поверхность диска трения представляет собой чередующиеся участки плотного беспористого стального материала (сталь 65Г) и пористого противозадирного фрикционного материала.

При трении диска в масле по стальному контртелу при больших скоростях скольжения и удельных нагрузках на фрикционном контакте стальные участки этого диска обеспечивают высокий коэффициент трения (особенно в режиме граничного или смешанного трения). Пористые участки обеспечивают при этом фрикционному соединению требуемые противозадирные характеристики, так как частицы пористого материала с маслом при трении переносятся на стальные участки, смазывают их и препятствуют износу, задирам, прихватываниям и свариванию поверхностей трения.

В качестве газотермического покрытия использовали молибденовую проволоку. Молибден — серебристо-серый тугоплавкий металл, плотность 10,2 г/см^3, температура плавления $t_{пл}$ = 2620 °С, химически стоек, на воздухе окисляется при температуре 400 °С, широко используется в производстве легированных сталей для повышения их прочности и твердости.

Оценили изменение структуры химического и фазового составов напыляемых молибденовых материалов, которые при плазменном напылении покрытий подвергаются высокому температурному воздействию (рис. 2).

Молибденовые покрытия имеют слоистую структуру. Слои состоят из частиц плавной вытянутой формы; частицы не везде вплотную прилегают друг к другу. На стыке слоев и отдельных частиц в слоях имеются щели и микрополости. Встречаются поры круглой формы. При большом увеличении ясно наблюдается мелкозернистое строение частиц, составляющих слои покрытия, покрытие обладает довольно большой пористостью (см. рис. 2, *б*).

Технические требования к заготовкам фрикционных дисков с комбинированной поверхностью трения с молибденовым газотермическим покрытием

Покрытия наносятся молибденовой проволокой диаметром 2 мм (ТУ 48-19-203—85) на основу, изготовленную из стали 65Г (ГОСТ 1050—2013).

Форма и размеры основы диска представлены на рис. 3.

Характеристики покрытий:

— HV ⩾ 4800...5200 МПа (480...520 кгс/мм^2);

— адгезионная прочность менее 22 МПа (2,2 кгс/мм^2);

— пористость 18...21 % (плотность 8,2... 8,15 кг/мм^3).

Триботехнические характеристики покрытия при испытании на машине трения МТ-68 со смазкой ТСЗП-8 (ОСТ 38.01365—84) при скорости скольжения 10 м/с и удельном давлении 4 МПа:

— коэффициент трения в паре со сталью 65Г не менее 0,12;

— темп износа в паре со сталью 65Г не более 5 мкм/ км.

Покрытие заготовки диска не должно иметь трещин, сколов, отслоений от основы.

При многократных повторениях циклов включения — выключения фрикционные диски должны хорошо противостоять тепловому удару.

Номинальные размеры разработанных дисков и их отклонения представлены в табл. 1.

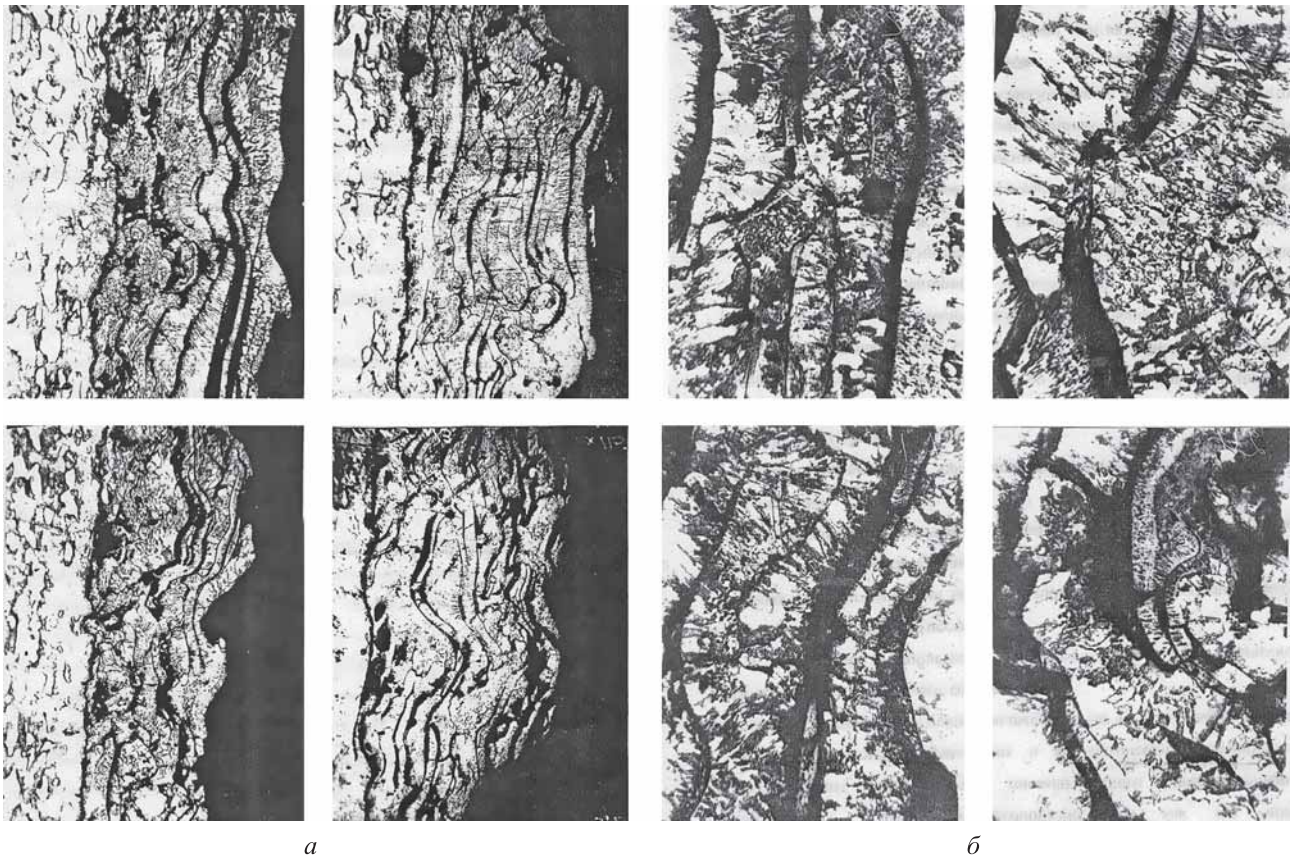


Рис. 2. Плазменное молибденовое покрытие (поперечные шлифы) на подложке Ст3:
а — ×115; *б* — ×600

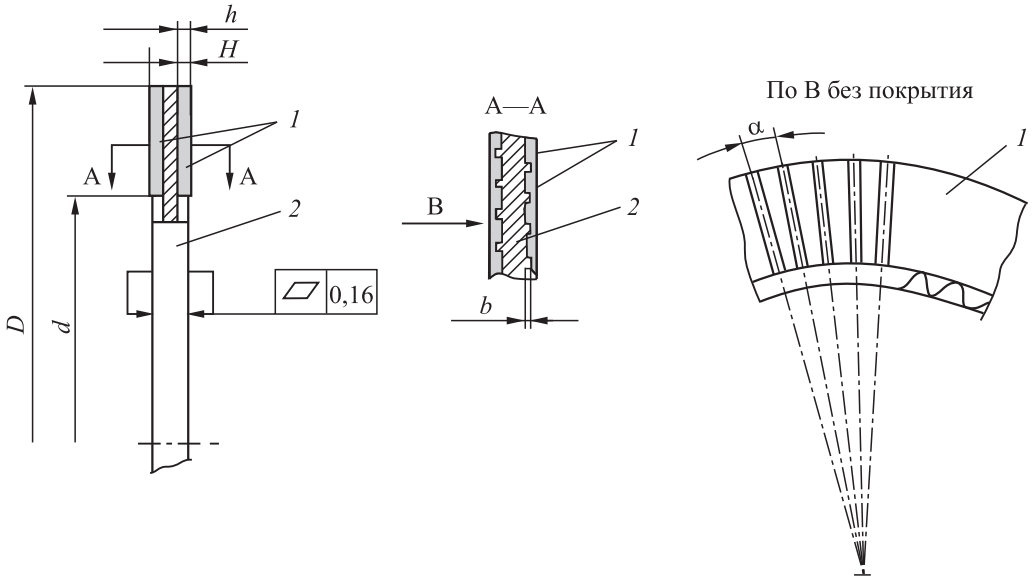


Рис. 3. Заготовка фрикционного диска (до механической обработки) с комбинированной поверхностью трения и молибденовым газотермическим покрытием:
1 — фрикционный материал; *2* — основа диска; α — угол расположения пазов в основе; *h* — толщина напыления; *H* — толщина заготовки диска; *D*, *d* — наружный и внутренний диаметры напыленной поверхности заготовки; *b* — глубина паза в основе — толщина покрытия после механической обработки

Таблица 1

Номинальные размеры разработанных дисков и их отклонения, мм

Номер заготовки	Диаметр	Толщина			Глубина канавки под покрытие b	Угловой шаг канавки под покрытие α
	наружного диска D	внутренней поверхности трения d	диска H	фрикционного слоя h		
1	176 − 0,25	133,4 + 0,4	4,1 + 0,4	0,8 + 0,2	0,4 + 0,06	3,6° ± 15′
2	216 − 0,185	166,4 + 0,4	3,8 + 0,4			3° ± 15′

Методы испытаний фрикционных дисков с комбинированной поверхностью трения с молибденовым газотермическим покрытием

Перед испытаниями контроль размеров заготовок проводят штангенциркулем и микрометром.

Определение твердости. На два образца диаметром (30 ± 1) мм, толщиной (10 ± 1) мм, с *Ra* 2,5 наносят покрытие толщиной (1,3 ± 0,1) мм по режиму напыления на основу заготовок фрикционных дисков на плазменной установке УПУ-3. На плоскошлифовальном станке покрытие шлифуют до получения металлического блеска и шероховатости не более 160 мкм, на полировальном станке полируют до исчезновения рисок, видимых невооруженным глазом. После шлифования и полирования толщина покрытия не менее (1,0 ± 0,1 мм).

На каждом образце проводят пять измерений твердости, равномерно распределенных по полю образца. Твердость покрытия определяют по минимальному значению из десяти измерений.

Определение адгезионной прочности. Для определения адгезионных свойств покрытий используют образцы, представленные на рис. 4. Штырь *2*, вставленный в обойму *1*, стопорят винтом *3*. Поверхность "А" каждого образца обезжиривают спиртом и проводят дробеструйную обработку. После чего отпускают стопорные винты, выводят штыри из обойм и снимают на них заусенцы, образовавшиеся при дробеструйной обработке. Собирают образцы в последовательности обратной разборке. На подготовленные таким образом поверхности "А" образцов наносят покрытие толщиной (1,2 ± 0,1) мм по режиму напыления заготовок дисков на плазменной установке УПУ-3.

На остывших до комнатной температуры образцах отпускают стопорные винты.

Испытания на растяжение проводят по ГОСТ 1497—84.

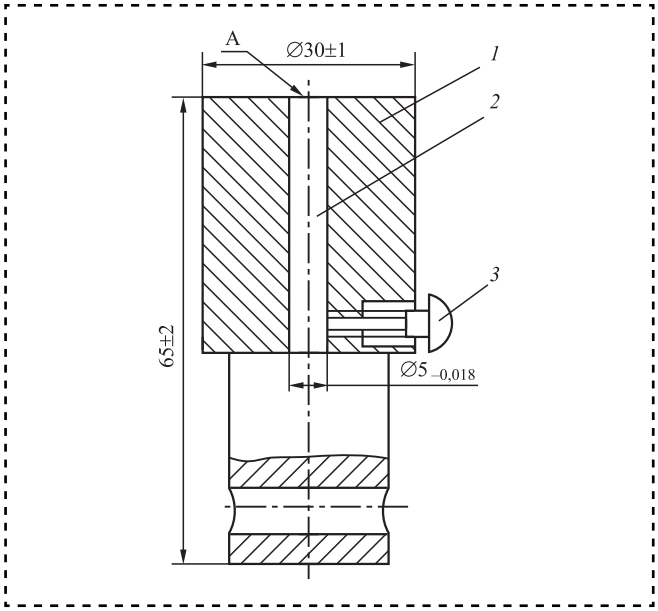


Рис. 4. Образец для определения адгезионных свойств покрытий:
1 — обойма; *2* — штырь; *3* — винт

Истинное сопротивление разрыву определяют на универсальной разрывной машине МР-05-1 по ГОСТ 28840—90.

Адгезионную прочность A каждого измерения вычисляют по формуле, Па:

$$A = \frac{P_k}{S_k},$$

где P_k — сила в момент отрыва, Н;

S_k — площадь образца в момент отрыва, при диаметре штыря 5 мм $S_k = 19{,}63 \cdot 10^{-6}$ м^2.

Адгезионную прочность покрытия определяют как среднее арифметическое значение десяти измерений.

Определение пористости. Для подготовки образцов используют медный стержень цилиндрической формы диаметром (35 ± 5) мм. Дробеструйную обработку цилиндрической поверхности стержня проводят таким образом,

чтобы площадь отдробеструенной (шероховатой) поверхности составляла 30...40 %. Молибденовое покрытие толщиной (1 ± 0,1) мм и шириной (20 ± 5) мм наносят на стержень по режиму напыления покрытия на основы фрикционных дисков. После нанесения покрытия напыленный слой необходимо разрубить вдоль оси стержня, после чего покрытие, имеющее форму браслета, легко снимается со стержня и распиливается (либо разламывается) на пять частей произвольной формы.

Пористость определяют гидростатическим методом по ГОСТ 18898—89 как среднее арифметическое значение, полученное при испытании пяти образцов.

Определение микроструктуры. Образцы диаметром (30 ± 1) мм, толщиной (10 ± 1) мм после подготовки, напыления, определения твердости шлифуют на плоскошлифовальном станке, чтобы плоскость шлифа была перпендикулярна плоскости напыления, полируют с применением алмазной пасты до получения зеркально гладкой поверхности. С помощью микроскопа при увеличении ×400 определяют микроструктуру покрытия.

Определение триботехнических характеристик проводят на машине трения МТ-68 с контртелами из стали 65Г ГОСТ 1050—2013 (рис. 5).

На пять образцов, предназначенных для проведения испытаний на трение и изнашивание (рис. 6), наносят покрытие толщиной (1,0 ± 0,1) мм по режиму напыления на основы дисков.

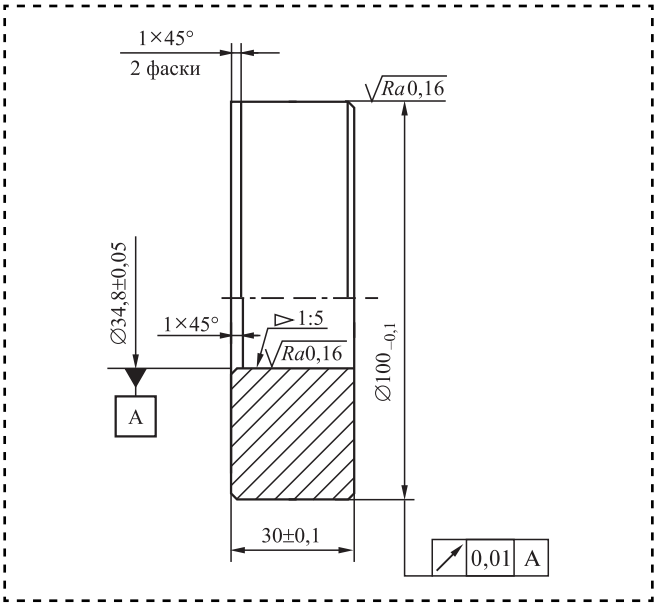


Рис. 5. Контртело (материал 20Х2Н4А, 262...311 НВ)

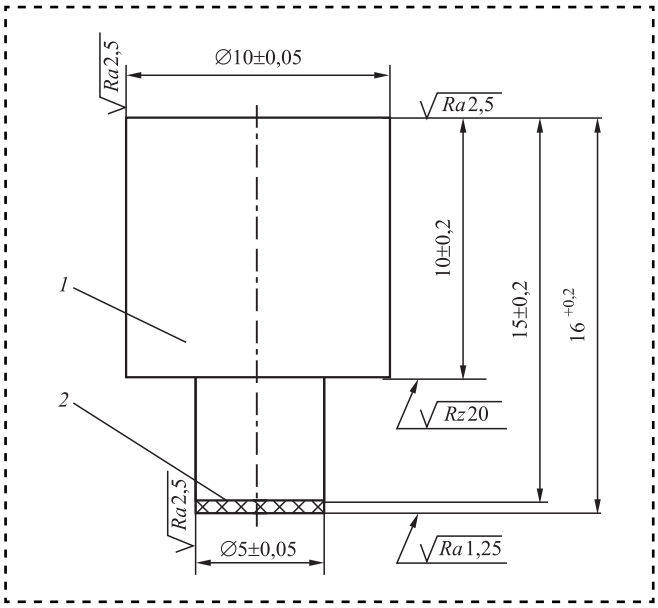


Рис. 6. Образец для определения триботехнических свойств:

1 — основа образца — сталь 65Г; *2* — фрикционный материал

Испытания проводят по ГОСТ 26614—85 при скорости скольжения 10 м/с и удельном давлении 4 МПа. Коэффициент трения и темп изнашивания покрытий определяют как среднее арифметическое значение, полученное при испытании пяти образцов.

Условия работы дисков трения в механизме передач и поворота (МПП) гусеничной машины приведены в табл. 2.

Результаты испытания новых дисков трения диаметром 216 мм с комбинированной поверхностью трения (рис. 7), в которой 85 % молибденового покрытия и 15 % стали 65Г, на одномассовом инерционном электростенде представлены в табл. 3.

Параметры режима испытаний дисков трения:

Удельная работа трения, Дж/м^2	$2{,}2\cdot10^6$
Удельное давление, Па	$2{,}5\cdot10^6$
Начальная скорость скольжения, м/с	40
Удельный расход масла, м^3/(м$^2\cdot$с)	1,4...4,6
Число циклов торможений	400
Интервал времени между торможениями, мин	1
Температура масла, °С	80

Новые диски с комбинированной парой трения на основе молибденового покрытия, изготовленные по технологии плазменного напыления, весь объем сравнительных стендовых испытаний на заданном режиме выдержали при условии дополнительной приработки пакета дисков.

Таблица 2

Условия работы дисков трения в МПП гусеничной машины

Показатель	Диски трения		
	Тормоз-синхро-низатор	Муфта водометного движителя	Механизм передач и поворота для 2—5 передач
Удельная работа трения за одно включение фрикционной муфты A, кДж/м^2	29	465	1171...290
Линейная скорость скольжения диска фрикционного относительного контртела на максимальном радиусе v, м/с	7,17	27	7,06...8,61
Рабочее давление на поверхности трения q, МПа	3,3	2,87	3,6...3,1
Время буксирования и включения фрикционной муфты $t_{букс}$, с	0,03	0,2	1,17...0,31
Тепература в зоне трения, °С:			
средняя за процесс буксирования T	106	144	192...171
средняя продолжительная $T_{ср}$	400...500		
допустимая максимальная (кратковременная) $T_{доп}$	700...800		
Диапазон рабочих температур, °С	−60...+800		
Число переключений $n_{пер}$	640	50	960, 1152, 1344, 2624
Примечание. Испытания проводят в масле ТСЗп-8 (ТУ 38-1011280—89). Контртело: сталь 65Г, 285...321 НВ.			

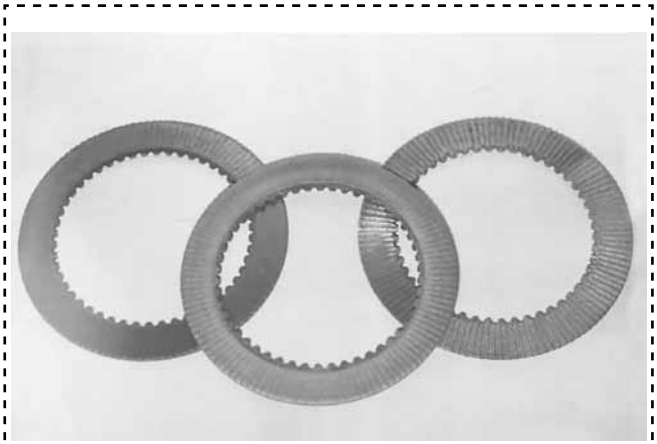


Рис. 7. Заготовки дисков трения с плазменным фрикционным слоем из Mo

По сравнению с серийными дисками с накладками из металлокерамики состава МК-5 новые диски в стендовых условиях обеспечивают увеличение среднего уровня коэффициента трения ориентировочно в 3 раза.

Разработанные диски с молибденовым покрытием обеспечивают высокую износостойкость.

Молибденовые диски без смазочных канавок поддерживают износостойкость практически на уровне серийных дисков из металлокерамики МК-5.

Диски трения диаметром 176 мм с комбинированной поверхностью трения на основе молибдена (70 %) устанавливали в тормоз-синхронизатор механизма передач и поворота гидромеханической трансмиссии (ГМ) массой 13,2 т и подвергали эксплуатационным испытаниям в объеме 2000 км пути. Во время испытаний изделие работало эффективно в штатном режиме без замечаний.

Указанные преимущества существенно повышают надежность и долговечность при эксплуатации фрикционных и тормозных узлов с новыми дисками в тяжелых условиях и позволяют уменьшить габаритные размеры и массу узлов на стадии их создания.

Дальнейшие работы по совершенствованию конструкции комбинированной поверхности трения фрикционных дисков, получаемых по технологии плазменного напыления, должны быть направлены на выбор состава материала напыления и изучение влияния процентного соотношения площадей стальных участков и участков с пористым покрытием на рабочей

Таблица 3

Результаты испытания новых дисков трения 216 мм на одномассовом инерционном электростенде (средние значения)

Пакет дисков трения	Износ, мкм, пары трения		Время буксования, с	Коэффициент трения за одно торможение
	за 400 торможений	за одно торможение после приработки		
С молибденовым покрытием без смазочных канавок	16	0,032	0,289	0,124
С молибденовым покрытием со смазочными канавками	59,83	0,141	0,275	0,130
Изготовленных по серийной технологии из металлокерамического материала МК-5	28,87	0,048	0,646	0,043

поверхности трения на эксплуатационные характеристики дисков трения.

Вывод

Разработанные заготовки фрикционных дисков с комбинированной поверхностью трения с молибденовым газотермическим покрытием, нанесенным плазменным напылением, для работы в масле повышают износостойкость (средний износ уменьшается с 0,048 до 0,032 мкм, среднее время буксования уменьшилось с 0,646 до 0,289 с), надежность и долговечность узлов, позволяют уменьшить их габаритные размеры и массу.

Библиографический список

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

2. **Триботехнические** свойства газотермических молибденовых и бронзовых покрытий / А.В. Шабалин и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1991. № 1. С. 48—50.

3. **Порошковая** металлургия. Материалы, технологии, свойства, области применения: справочник / И.М. Федорченко и др. Киев: Наукова думка, 1985. 623 с.

4. **Трактор Т-150** / под ред. Б.П. Кошубы и И.А. Коваля. М.: Колос, 1978. С. 106—107.

УДК 621.71

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

Автоматизированное проектирование средств технологического оснащения

Рассмотрены возможности использования систем автоматизированного проектирования для конструирования средств технологического оснащения в машиностроении.

The possibilities of the use of CAD-systems for designing means of technological equipment in engineering.

Ключевые слова: технологическая оснастка, автоматизированное проектирование, компьютерное моделирование.

Keywords: technological equipment, automated planning, computer design.

Основную группу технологической оснастки составляют приспособления механосборочного производства — вспомогательные устройства к технологическому оборудованию, используемые при выполнении операций обработки, сборки и контроля.

Применение, например станочных приспособлений позволяет:

— устранить разметку заготовок перед обработкой;

— повысить точность обработки;

— увеличить производительность труда на операции;

— снизить себестоимость продукции;

— облегчить условия работы и обеспечить ее безопасность;

— расширить технологические возможности оборудования;

— организовать многостаночное обслуживание.

Частая смена объектов производства, связанная с нарастанием темпов технического прогресса, требует создания конструкций приспособлений, методов их расчета, проектирования и изготовления, обеспечивающих сокращение сроков подготовки производства.

Характерная черта производства технологической оснастки — единичный тип производства и большая номенклатура изготовляемых изделий. Современный среднемагистральный пассажирский самолет имеет порядка 120 тыс. уникальных деталей, для изготовления которых требуется более 450 тыс. единиц различного оснащения [1]. При этом требования к срокам изготовления и качеству оснастки постоянно возрастают.

Затраты на изготовление технологической оснастки составляют 15...20 % от затрат на оборудование для технологического процесса обработки деталей машин или 10...24 % от стоимости машины. Станочные приспособления занимают наибольший удельный вес по стоимости и трудоемкости изготовления в общем количестве различных типов технологической оснастки.

Исходя из анализа технологической подготовки производства на современных предприятиях можно выделить целый ряд проблем при проектировании технологической оснастки:

1. Длительные циклы проектирования средств технологического оснащения (СТО) изделия.

2. Высокая трудоемкость проектирования, требующая дополнительного финансирования и специалистов.

3. Наличие квалифицированного состава ИТР.

Основными задачами организации производства технологической оснастки являются:

определение потребности и планирование обеспечения предприятия оснасткой;

обеспечение предприятия покупной оснасткой, организация и реализация связей по кооперации производства оснастки с предприятиями;

подготовка производства и изготовление оснастки на предприятии, ее испытание и отладка;

нормирование расхода оснастки;

организация эксплуатации оснастки и технический надзор;

обеспечение рабочих мест оснасткой;

организация учета и хранение оснастки;

организация эксплуатации стандартной и переналаживаемой оснастки и обеспечение ее максимально рационального применения;

восстановление оснастки;

контроль по внедрению оснастки, учет и анализ эффективности ее использования;

совершенствование организации обеспечения производства оснасткой.

Одно из направлений повышения эффективности подготовки производства — сокращение сроков и трудоемкости работ на этапе подготовки изготовления оснастки, а также рациональное сочетание используемых ресурсов, организации и планирования производства с использованием современных информационных технологий. В связи с этим одной из первоочередных задач является повышение уровня автоматизации проектных процедур при проектировании СТО.

Современные приспособления — это большой класс технологической оснастки, отличающихся многообразием конструкций, многокомпонентностью и иерархичностью структуры, сложной геометрией составляющих и широким диапазоном изменения размеров, различной степенью универсальности.

Для машиностроительного производства характерно то, что среди большого объема создаваемых конструкций удельный вес типовых приспособлений весьма невысок. Поэтому проектирование приспособлений невозможно свести только к размерным, точностным, силовым и некоторым другим расчетам — это цельный комплекс серьезных проблем и задач, к решению которых необходимо привлекать современные методы и средства автоматизации.

Традиционное проектирование

Традиционно последовательность проектирования технологической оснастки на примере станочного приспособления следующая:

1) анализ исходных данных и формулирование служебного назначения приспособления;

2) выбор группы приспособления;

3) уточнение схемы базирования заготовки;

4) определение направления действия сил и моментов резания при механической обработке заготовки, выявление других внешних сил;

5) определение вида опорных, направляющих элементов и установочных устройств;

6) выбор формы рабочей поверхности опорных элементов;

7) выбор места приложения зажимных сил;

8) определение числа точек зажима;

9) определение вида зажимных элементов;

10) выбор формы рабочей поверхности зажимных элементов;

11) разработка компоновки приспособления;

12) составление расчетной схемы и исходного уравнения для расчета зажимной силы;

13) выбор типа зажимного устройства и силового механизма, определение необходимой исходной зажимной силы;

14) расчет приводов зажимных устройств, размерных цепей; точности сконструированного приспособления, экономической целесообразности применения сконструированного приспособления, основных деталей приспособлений на прочность;

15) оформление рабочей документации.

Конструируют функциональные элементы приспособления постепенно по мере аналитического рассмотрения функциональных поверхностей обрабатываемой детали. При этом на стадии конструирования каждой очередной функциональной группы элементов осуществляется их увязка с решениями, полученными на более ранних стадиях.

Автоматизированное проектирование

Автоматизация проектирования станочных приспособлений предполагает:

- снижение затрат материальных средств и времени на проектирование и изготовление оснастки;
- сокращение цикла подготовки производства оснащаемых изделий и снижение их себестоимости;
- повышение уровня нормализации конструкций приспособлений;
- улучшение качества проектируемых конструкций и получаемой при этом технической документации;
- алгоритмическую стабилизацию создаваемых конструкций и технологических решений при их изготовлении;
- обеспечение получения достоверной информации для качественного управления производством приспособлений и создания в нем на этой основе системы научной ориентации труда;
- расширение сферы применения станков с ЧПУ при производстве приспособлений;
- повышение степени оснащенности производственных процессов, особенно в мелкосерийном производстве.

Процессы проектирования станочных приспособлений представляют собой одну из разно-

видностей информационных процессов в машиностроительном производстве. Они в разной степени проявляются при разработке универсальных, универсально-переналаживаемых и наиболее информационно-емких специальных приспособлений.

Между параметрами оснащаемой детали и формируемой технологической оснасткой существует информационно-функциональная взаимосвязь. Аналогичные взаимосвязи существуют также между технологическими решениями по производству детали и информационными моделями этой детали. Все это создает предпосылки для комплексной автоматизации: деталь — технологический процесс изготовления детали — проектирование и изготовление технологической оснастки — изготовление детали. В связи с этим при автоматизации проектирования приспособлений определен метод построения технологического оснащения на базе информационной модели, получившей название синтеза конструкций.

В основу этого метода положены следующие принципы.

1. Информация, описывающая конструкцию приспособления, является результатом переработки сведений об оснащаемой детали и технологических операциях ее изготовления.

2. Для конструкции любого приспособления существует возможность ее декомпозиции на определенное число составляющих — конструктивных элементов.

3. Конструкция всякого приспособления может быть синтезирована из определенного числа конструктивных элементов.

4. Конструктивные элементы отличаются свойствами и характеристиками, которые можно представлять в ЭВМ.

5. Между элементами в конструкции существуют моделированные отклонения, общие для всех приспособлений.

6. Для определения значений позиционных отношений между элементами можно зафиксировать положение каждого конструктивного элемента как разновидности твердого тела.

Порядок проектирования при автоматизированном проектировании следующий.

В компьютер вводят описание обрабатываемой детали и оснащаемой станочной операции, на основе чего автоматически строится цифровое информационное описание проектируемого приспособления в виде соответствующих цифровых массивов. Управление передается блоку составления спецификаций, результаты работы которого выдаются на печатающее устройство в форме документа, определенного стандартами ЕСКД. Затем выполняют работы по формированию программ вычерчивания при получении сборочного и деталировочного чертежей конструкции. Процесс завершается технологической подготовкой производства приспособления и составлением программ для станков с ЧПУ.

Системы автоматизации на базе математических методов, вычислительной техники и программно управляемого оборудования комплексно решают задачи синтеза конструкций, их документирования, технологической подготовки производства и обеспечения процессов их изготовления на оборудовании с ЧПУ.

Функции систем проектирования и изготовления:

1) анализ оснащаемого объекта, его изготовления, моделирование объекта и процесса изготовления;

2) синтез конструкций из конструктивных элементов с выполнением точностного, геометрического и силового анализов, оптимизацией по соответствующим критериям полного информационного описания синтезируемой конструкции;

3) отображение пространственного описания конструкций на плоскости проекций (построение графика сборочного чертежа);

4) поэлементный анализ конструкции с отображением описаний оригинальных деталей на плоскости проекций, получением деталировочных чертежей и сопоставлением спецификаций;

5) технологический анализ конструкции, решение технологических задач и получение управляющей информации для изготовления на оборудовании с ЧПУ;

6) технико-экономическая оценка конструкции и определение ее качественных показателей;

7) разработка необходимой технологической и технико-экономической документации.

Информация об оснащаемой детали и схеме ее обработки создается (в случае отсутствия ее в базе данных) также средствами системы. Это сведения о размерах, геометрии, физических характеристиках, точности оснащаемой детали и отдельных ее поверхностях, данные о схеме базирования, закрепления, об обрабатываемых элементах, информация об оснащаемом оборудовании, требуемой производительности обработки, числе одновременно устанавливаемых заготовок, режимах и силах резания.

Каждая из перечисленных функций связана с решением задач различного уровня и степени сложности.

После анализа и приведения исходной информации к каноническому виду реализуется комплекс программ синтеза конструкций и генери-

руется информационное описание конструкции приспособления. Далее составляется спецификация, формируется сборочный и рабочие чертежи деталей конструкции.

Процесс завершается работой подсистемы технологического проектирования и подготовкой программ для станков с ЧПУ, формируются сведения для АСУП.

Выполнение функций САПР включает поиск типовых изображений для графического моделирования конструктивных элементов приспособлений, компоновку сборочного чертежа из типовых изображений и формирование его описания, определение сборочного чертежа и его масштаба, распознавание видимости линий на чертеже из условий видимости и принятого масштаба, идентификацию структурных единиц конструкции на чертеже.

Процесс синтеза — это накопление информации, отображающее изменения пространственного образа конструкции во времени — многоэтапный процесс, который начинается в момент завершения формирования модели обрабатываемой детали, а заканчивается формированием полного описания требуемой конструкции приспособлений. Этапы синтеза — это части процесса, соответствующие построению определенных групп элементов приспособлений установочных, направляющих, зажимных, фиксаций и т.д.

При решении задач синтеза конструкций приспособлений создается общая компоновка конструкции. Решение этой глобальной задачи связано с анализом информации об оснащаемой детали в целом и далее локальные задачи, связанные с отдельными поверхностями детали. Рассматривают и моделируют локальные проектные ситуации, которые могут возникать в связи с одной какой-либо поверхностью детали. Локальную проектную ситуацию характеризуют форма, размеры, технологическое назначение поверхности обрабатываемой детали, конфигурация, число и пространственное расположение функциональных элементов приспособления, контактирующих с данной поверхностью.

Примером глобальной задачи является синтез корпуса приспособления на основе данных об оснащаемой детали и конструктивных элементах, которые он объединяет в единую жесткую систему. Локальная задача — определение числа и расстановка опор под базовой поверхностью детали, ограниченной контуром.

Большинство этапов процесса синтеза протекает в три стадии. Например, при синтезе установочных элементов на первой стадии из описания обрабатываемой детали выделяют для анализа информацию, характеризующую схему базирования этой детали.

На второй стадии выбирают схему установки, которая представляет собой перечень наименований классов установочных элементов, реализующих выбранную схему (установка на цилиндрический палец, с помощью призм и плоских опор и т.д.).

На третьей стадии воплощают выбранную схему установки в виде конструктивно завершенной функциональной группы установочных элементов приспособления.

Аналогичные стадии проводят на этапах синтеза функциональных групп зажимных, направляющих, делительных, корпусных и других элементов.

Трудности решения задач оптимизации заключаются в их многокритериальности и многопараметричности. Рациональные решения могут быть получены только на отдельных стадиях проектирования, например, на стадии выбора схемы установки.

Конструкция должна быть работоспособной, пригодной для обработки оснащаемой детали и обеспечивающей требуемые параметры точности. Пригодность конструкции определяется рядом технических, технологических, эстетических, экономических и других показателей (точности, жесткости, дисбаланса, быстродействия, простоты и технологичности, удобства и безопасности, эстетичности внешнего вида и др.).

Последовательность процессов синтеза приспособлений строится по аналогии с практикой традиционного конструирования. Например, для сверлильных приспособлений процесс синтеза конструкций сводится к выполнению последовательно решаемых задач: определение типа кондукторных втулок, нахождение толщины кондукторной плиты, определение габаритов поля, занятого кондукторными втулками, нахождение высот кондукторных втулок, распознавание установочно-зажимной схемы приспособлений, проектирование установочных элементов и элементов зажима.

Завершающие этапы — синтез несущих специальных конструктивных элементов типа кондукторных плит и корпусов, а также проектирование вспомогательных и нижних подкладных плит.

Все работы, проводимые при синтезе конструкции приспособлений делят на две группы: работы по компоновке конструкций и проектирование специальных конструктивных элементов.

При формализации процессов компоновки конструкций из конструктивных элементов решают следующие задачи:

— выбор определенных значений из базы по заданным условиям;

— геометрический анализ;

— непосредственное проектирование: определение числа и положения функциональных конструктивных элементов, выделение параметров, от которых зависит возможность использования элементов по ГОСТ (СТП), проверка возможности применения ГОСТ (СТП).

— расчет и построение результирующих данных по заданным требованиям.

К основным задачам проектирования специальных элементов можно отнести:

— выбор типа элементов;

— расчет конструктивных размеров;

— определение материала для изготовления;

— синтез формы конструктивных элементов.

Система предусматривает хорошо организованную базу данных, состоящую, прежде всего из конструктивных элементов.

В базу включают различные по форме конструктивные элементы, которые нецелесообразно членить на составляющие. В ряде случаев трудно предусмотреть необходимую форму специального элемента; она окончательно вырисовывается в процессе проектирования приспособления. Поэтому в базу конструктивных элементов включают также и элементы формы, с помощью которых в процессе синтеза дорабатывают базовые конструктивные элементы.

Конструктивные элементы — это объекты со своими свойствами (форма, структура, функции, материал, и др.), количественными параметрами (размеры, вес, допуски, состав, и др.). То есть это информационно самостоятельная часть конструкции.

Каждый конструктивный элемент обладает неисчерпаемой информацией. Отбирают и классифицируют информацию о конструктивном элементе с учетом необходимости и достаточности. Информацию о конструктивном элементе можно разделить на метрическую (размерные характеристики), технологическую (материал, термообработка, точность, шероховатость), спецификационную (наименования, обозначения), графическую (изображение конструктивных элементов на чертежах, экране и т.д.). К конструктивным элементам относят стандартные детали с постоянной геометрической формой.

Обзор современных систем САПР ТО

Разнообразие функций и видов оснастки не позволяет говорить о некой единой САПР оснастки. Такую роль может играть обычная универсальная система проектирования.

Существуют отработанные методики расчета отдельных видов оснастки, которые сравнительно легко могут быть автоматизированы (проектирование режущего инструмента: фасонных резцов, червячных фрез для нарезания шлицевых пазов и инструмента, работающего методом обкатки) [2]. Они содержат алгоритм проектирования, набор и способ представления исходных данных, результаты работы и способы их верификации.

Задачи, возникающие при проектировании оснастки, можно разделить на группы (рис. 1):

— с неизвестным общим алгоритмом проектирования и отсутствующими общими методиками расчетов;

— с известным алгоритмом, но отсутствующими методиками;

— с известным алгоритмом и частично известными методиками расчета;

— с известными алгоритмами и обобщенными методиками расчета.

Речь идет именно об обобщенных алгоритмах и методиках. Они неизвестны, в основном, вследствие значительной вариативности поставленных задач, хотя каждая отдельная подзадача может быть известна и с точки зрения алгоритма ее решения и расчета. Конструктор оснастки, естественно, владеет необходимыми навыками, однако реализовать их в виде некоторых шаблонов, типовых последовательностей и функций расчета, характерных для ЭВМ, удается не всегда.

Для полностью решенных задач в среде САПР можно реализовать специальный или специализированный модуль, или даже специальную САПР. Для частично решенных — поддержку частично известных этапов проектирования, методическую и справочно-информационную поддержку на прочих.

Методическая поддержка включает организацию последовательности разработки, хранения данных в виде некоторой формализован-

Рис. 1. Классификация алгоритмов и методик при проектировании оснастки

ной структуры. Роль справочной подсистемы (от поиска стандартов до библиотек стандартных деталей и узлов) трудно переоценить. Если же поставленная перед проектировщиком задача полностью оригинальна, то сама универсальная САПР со всеми ее возможностями и есть средство проектирования оснастки.

В настоящее время на рынке присутствуют системы, ориентированные на "ручное" проектирование и расчетные системы, но нет такой среды разработки, которая бы позволяла свободно выполнять инженерные расчеты и сразу же, "бесшовно", реализовывать их результаты в виде геометрических моделей.

Полностью автоматизированные САПР оснастки

Рассмотрим несколько полностью автоматизированных САПР оснастки фрез, фасонных резцов, протяжек, сверл [3, 4], под САПР будем понимать как полностью независимые, так и реализованные в виде модулей системы.

В качестве примера представлена работа САПР червячных фрез (рис. 2).

Для решения задачи проектирования червячных фрез предназначена прикладная библиотека САПР фрез, созданная в "Центре САПР" (г. Львов) в сотрудничестве с Львовским инструментальным заводом, который выступил постановщиком задачи и первым пользователем системы.

Червячные фрезы применяют для черновой и чистовой обработки цилиндрических деталей наружного зацепления с прямыми, винтовыми и шевронными зубьями. Они могут работать с осевой, радиальной, диагональной и тангенциальной подачей. В последнем случае конструкцию фрезы снабжают режущей частью длиной, равной двум осевым шагам фрезы, и с углом конуса 20...30°. По способу крепления фрезы делают насадными и хвостовыми.

В системе САПР фрез реализовано проектирование насадных червячных фрез, не использующих тангенциальную подачу, с передним углом зуба 0° (для нарезания зубчатых колес), прямобочных шлицевых валов, звездочек и нестандартных деталей. Основная задача, которую решает САПР фрез, — проектирование червячных фрез следующего назначения:

— для зубчатых колес (ГОСТ 1643—81 — фреза ГОСТ 9324—80);

— шлицевых валов (ГОСТ 1139—58 — фреза ГОСТ 8027—86);

— звездочек (ГОСТ 591—69 — фреза ГОСТ 15127—83);

— деталей с нестандартным профилем.

Система создана в виде прикладной библиотеки, функционирующей в среде чертежно-конструкторского редактора КОМПАС-График 5.11 и выше.

Библиотека содержит отдельный модуль К3 для САПР фрез (НВЦ "Геос", г. Нижний Новгород), который используется при получении профиля специальных фрез графическим методом, а также в случае необходимости дополнительного контроля полученного профиля инструмента.

Процесс проектирования состоит из этапов:

- задание начальных данных;
- определение параметров фрезы по стандартам;

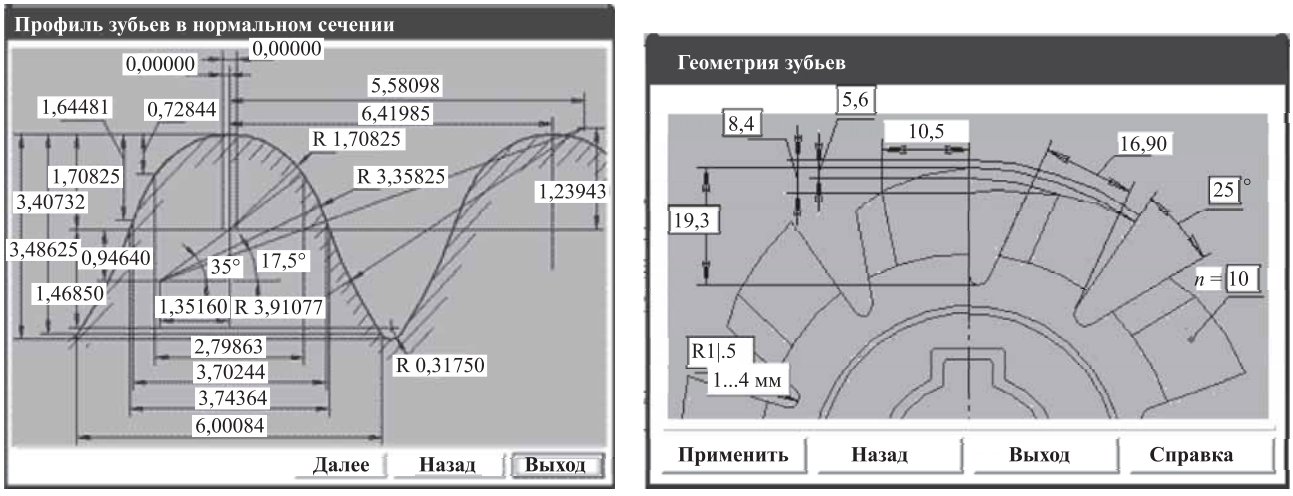


Рис. 2. Работа САПР червячных фрез

- расчет геометрии зубьев;
- расчет конструкторских размеров фрезы;
- заполнение документации;
- проверка профиля фрезы.

В случае проектирования нестандартных деталей (острошлицевые валы и т.п.) добавляется этап проектирования профиля фрезы по профилю детали графическим методом.

При определении профиля фрез используют метод обкатки — профиль инструмента является огибающей последовательных положений профиля изделия при качении без скольжения начальной окружности изделия по начальной прямой инструмента. В то же время профиль шлицевого вала образуется как огибающая последовательных положений зубьев инструмента при качении без скольжения начальной прямой инструмента по начальной окружности изделия, что позволяет для проверки получить профиль изделия по имеющемуся профилю фрезы.

Профиль фрезы определяют аналитически, графически и графоаналитически. Для стандартных профилей шлицевых валов и зубчатых колес используют аналитический метод. Расчет червячных фрез заключается в определении размеров профиля фрезы в осевом сечении, если фреза архимедова, или в нормальном сечении, если фреза конволютная.

Аналогичным образом организована работа САПР протяжек. Задача проектирования сводится к реализации известного алгоритма в виде программы (рис. 3).

Круглые протяжки самые распространенные вследствие преимуществ перед зенкерованием и развертыванием (высокая производительность, совмещение получистовой и чистовой обработки, малый путь резания, высокая стойкость и многое другое) и являются одним из самых эффективных инструментов для обработки гладких цилиндрических отверстий.

При равных входных условиях проектирования можно получить различные конструкции протяжек. Оптимизация расчетных параметров протяжек — сложная многокритериальная задача, требующая отдельного рассмотрения.

Оригинальным решением является система автоматизированного проектирования круглых протяжек (САПР Протяжка-3D), разработанная на кафедре "Технология машиностроения" Херсонского национального технического университета (авторы А.В. Малыгин и Л.В. Лапиков).

САПР Протяжка-3D имеет следующие функции и возможности:

- расчет основных параметров (как для одинарной, так и для групповой схемы резания) после ввода входных данных (исполнение хвостовика выбирают из шести возможных вариантов);
- выполнение проекционного чертежа протяжки;
- создание трехмерной твердотельной модели;
- формирование отчетов и технической документации.

Расчет включает выбор схемы резания (если подача, допустимая по силе резания, меньше подачи, допустимой по размещению стружки в канавке, то выбирают групповую схему резания и наоборот). При расчете по групповой схеме резания указывают число зубьев в группе. Методика расчета и схемы резания выбирают согласно рекомендациям теории режущего инструмента.

Основные задачи программы решаются посредством приложений MS Word и САПР КОМПАС-3D, которые являются серверами COM, предоставляющими интерфейс доступа к приложениям и его объектам.

Функциональные возможности программного продукта реализуются через интерфейсы, с помощью которых функционально связываются прикладная САПР Протяжка-3D и САПР КОМПАС-3D. После полной загрузки в оперативную память программа управляет работой сервера автоматизации.

После корректного расчета круглой протяжки пользователю предоставляются возможности графического проектирования, формирования отчетов и создания технической документации.

В результате создается чертеж, в котором реализуется конструкция круглой протяжки, создаются таблицы основных параметров, разрезов, проставляются геометрические параметры, заполняются технические требования и штампы средствами САПР КОМПАС-3D.

САПР оснастки частичной автоматизации

Основные направления в автоматизации проектирования оснастки:

- САПР проектирования штамповой оснастки (включая вырубные штампы последовательного действия и штампы для холодной и горячей штамповки);
- САПР проектирования пресс-форм пластмассового литья на термопластах-автоматах.

В обоих случаях проектирование начинают с отработки конструкции детали на технологичность. Для штамповки проверяют возможность упрощения формы для более эффективного размещения детали на листе, способность достичь желаемой формы из плоского листа, напряжения в листе, некоторые виды брака (морщение листа) и т.п. Для детали, изготавливаемой литьем из пластика — равностенность, проливаемость, коробление, опасность возникновения утяжек, швов и скоплений воздуха.

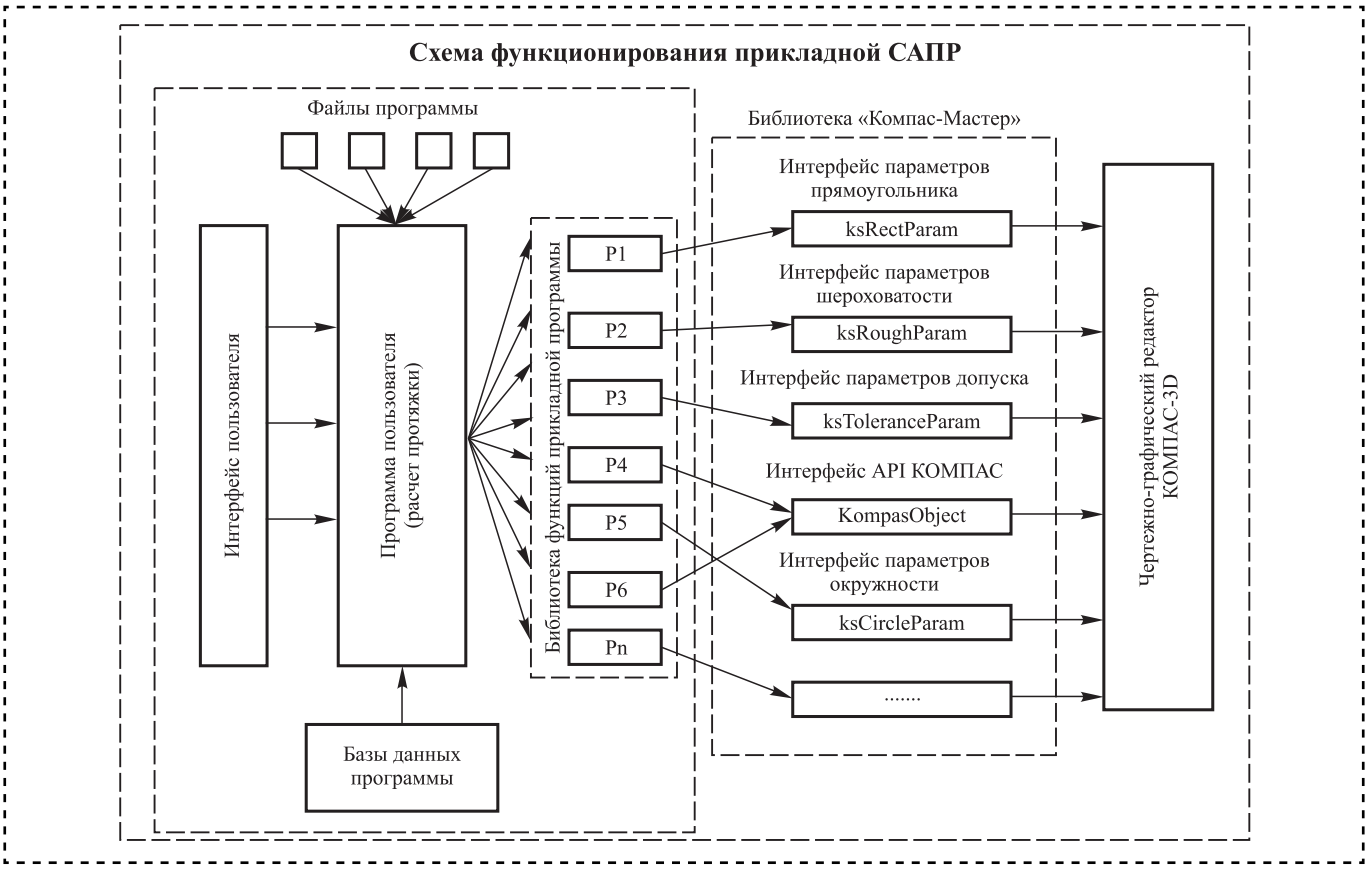


Рис. 3. Алгоритм расчета протяжек

Далее разрабатывают собственно оснастку. Пресс-формы и штампы проектируют из стандартных пакетов деталей, представленных в каталогах таких фирм, как HASCO, DME, FUTABA и многочисленных аналогов.

Индивидуально разрабатывают пуансоны и матрицы для штампов, полуформы пресс-форм. Это позволяет охарактеризовать указанные системы как САПР с частично отработанной методикой и алгоритмами.

Проектирование штампов вытяжных и последовательного действия

Наиболее известными программными продуктами являются:

- NX Stamping Die Design — полное решение для линий прессов вытяжных штампов для автомобильной промышленности — модуль к Siemens NX;
- NX Progressive Die Design — максимальная производительность за счет автоматизированных отраслевых процессов в ПО для проектирования штампов последовательного действия — модуль к Siemens NX;
- Logopress — модуль Solid Works;
- QuickPress — самостоятельное приложение и модуль к Solid Works;
- Vero Visi — приложение по проектированию штампов последовательного действия (Visi Progress) и пресс-форм (Visi Mold), с возможностью генерации управляющих программ фрезерной и электроэрозионной проволочной обработки.

У САПР масштаба предприятия (CATIA, Creo) имеются аналогичные модули с аналогичной функциональностью.

САПР штампов формализует процесс разработки, обеспечивает методическое и справочное обеспечение разработки. Для модулей проектирования штампов характерно ведение проекта и поддержка одновременной работы над проектом (ведение электронного архива), хотя в полной мере эти функции реализуются в полноценных PDM-системах.

Порядок работы в системе проектирования штампа последовательного действия

В качестве примера рассмотрим модуль Siemens NX и приложение к Solid Works — Logopress.

Исходные данные: геометрическая модель изделия с требованиями к точности ее изготовления и годовой объем выпуска детали.

На первом этапе анализируют технологичность детали: упрощают или усложняют ее форму для повышения технологичности и увеличения коэффициента использования полосы металла.

Расчеты выполняют в специализированных приложениях: AutoForm, FTI Suite и FTI FastBlank, ESI PamStamp и аналогичных. AutoForm и ESI используют собственные решатели, а FTI — продукт LS Dyna. На последовательных штампах рассчитывают напряжения при гибке и обратное пружинение, которое во многом определяет качество выходных изделий. Анализируют возможный брак (морщины или разрывы листа), корректируют контур развертки детали так, чтобы после гибочных операций изогнутая деталь соответствовала требованиям конструктора. Siemens располагает собственной средой NX Nastran и Femap.

На втором этапе строят развертку детали и определяют общее число шагов вырубки (рис. 4 на 2 стр. обложки).

На третьем этапе формируют контур окон вырубных штампов по шагам вырубки. Зачастую этот процесс автоматизирован, и пользователю достаточно указать только самую общую зону, в которой надо построить контур окна. Этот процесс иногда нуждается в уточнении, так как, например, вырубка в плоскости, не совпадающей с плоскостью листа, порождает в дальнейшем пуансон неверной высоты.

На четвертом этапе выбирают образец (шаблон или типовую конструкцию) штампа, включая производителя стандартных деталей (рис. 5 на стр. 2 обложки). Система подключает базу данных деталей определенного производителя, что существенно упрощает последующий заказ и покупку деталей.

Пятый этап — пространственная компоновка штампа (рис. 6 на стр. 2 обложки), размещение пуансонов, их заплечиков, оформление окон и вставок, создание колонок и т.д. и т.п.

Шестой этап (иногда совмещен с предыдущим) — создание гибочных пуансонов, которые размещают в контексте пространственного расположения остальных деталей.

Седьмой этап — имитация процесса штамповки (проверка кинематики штампа).

Восьмой этап — оформление чертежей.

Каждый штамп содержит до 40 оригинальных деталей, причем матрицы, пуансонодержатели и съемники содержат специальные требования к точности их изготовления и определенные схемы простановки размеров, ориентированные на дальнейшее изготовление указанных деталей по типовым маршрутам обработки.

Заключение

Проектирование станочных приспособлений и оснастки — трудноформализуемая задача. Поэтому специализированные системы САПР ТО встречаются достаточно редко и решают сравнительно узкие и хорошо отработанные задачи (например, САПР режущего инструмента).

Реализация в виде программных продуктов процессов проектирования штампов или пресс-форм носит характер многомодульных комплексов, направляющих конструктора по определенной методике проектирования и широко использующих возможности смежного программного обеспечения.

Проектирование штампов включает расчет деформации металла при гибке, оптимального размещения контура заготовки на листе, поиск стандартизованных элементов оснастки в информационных базах данных. Схожие проблемы решаются и при разработке пресс-форм пластмассового литья: оценка проливаемости детали, расчет литниковой системы, оценка необходимости термостатирования и/или принудительного охлаждения пресс-формы, пространственная компоновка оснастки из стандартизованных компонентов с размещением литейных вставок, знаков, каналов охлаждения и нагрева.

Станочная оснастка должна соответствовать возможностям инструментального производства предприятия, а процесс ее проектирования — учитывать накопленный опыт инструментального производства, зачастую уникальный для данного предприятия.

В связи со значительной востребованностью подобных решений на производстве, можно ожидать как дальнейшего развития САПР с возможностями проектирования сложной геометрии, характерной для станочной оснастки, так и дальнейшего развития экспертных функций таких систем с все более широкими возможностями обучения и адаптации, вероятно также появление гибридных систем проектирования и технологической подготовки производства CAD/CAM, способных как автоматизировать труд конструктора, так и гарантировать технологическую реализуемость конструкторских решений.

Библиографический список

1. **Лебедев А.В., Гришин М.В.** Совершенствование проектирования технологической оснастки с использованием информационных технологий // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. Т. 16. № 1 (5). 2014. С. 1456—1462.

2. **Лашнев С.И., Юликов М.И.** Расчет и конструирование металлорежущего инструмента с применением ЭВМ. М.: Машиностроение, 1975. 392 с.

3. **Ненов В.Н.** Проектирование протяжек с помощью персонального компьютера // Машиностроитель. 1990. № 2. С. 15—16.

4. **Зарак Т.В.** Разработка информационно-математической модели и системы автоматизированного проектирования круглых протяжек с винтовыми зубьями: дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01. Иркутск: Иркутский ГТУ. 2004. 19 с.

УДК 621.075

Е.В. Белов *(АО "РКЦ Прогресс", г. Самара)*
E-mail: belovjenya@mail.ru

Правила отбора пружин процесса сборки клапанов в изделии

Представлен процесс сборки и испытаний дренажно-предохранительных клапанов, исследование сил пружины на ручной пресс и влияние неустойчивости пружины на герметичность клапана.

Process of assembly and trials drainage-pressure-relief valves, spring pressure probe on a hand press and influence of instability of a spring on leakproofness of the valve is presented.

Ключевые слова: процесс сборки, клапан, узел, ручной пресс, пружины, фотометрических волны, неустойчивость распределений.

Keywords: assembly process, the valve, a node, a hand press, springs, photometric waves, distributions instability.

Дренажно-предохранительные клапаны предназначены для обеспечения сброса избыточного давления газов из емкостей и трудопроводов, а также для дренажа емкостей при заправке или сливе из них жидкостей, и могут применяться в пневмогидросистемах машин и агрегатов.

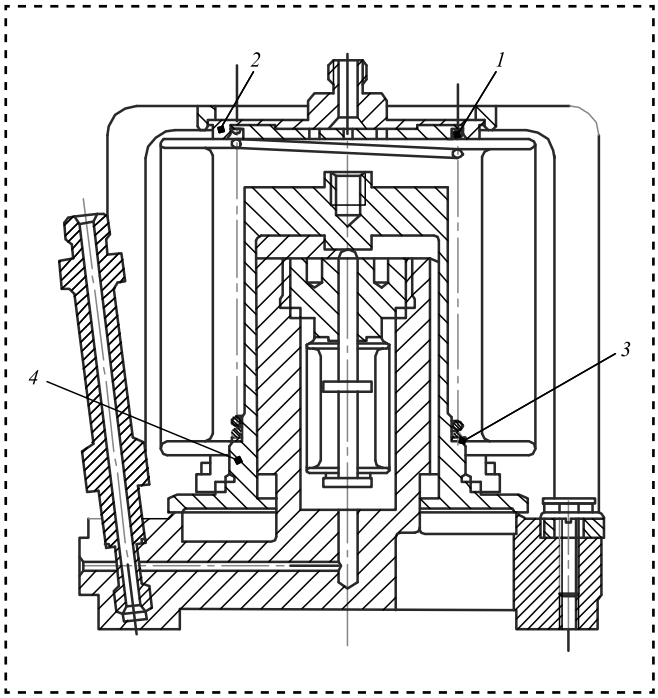


Рис. 1. Дренажно-предохранительный клапан:
1 — пружина; *2* — крышка; *3* — прокладка; *4* — тарель

Дренажно-предохранительный клапан (рис. 1) является арматурой прямого действия, работающей непосредственно от рабочей среды.

В процессе сборки клапан проверяют на герметичность мест уплотнения прокладок, сильфона, посадки тарели. Проводят испытание на срабатывание. В процессе сборки дренажно-предохранительный клапан (ДПК) сначала регулируют на избыточное давление в емкости, затем проверяют на герметичность тарели, сохранность регулировки, расход рабочей среды. Климатические испытания проходят при температуре от +50 до −50 °С и в парах азота. После каждого из испытаний сборку проверяют на герметичность и срабатывание.

Рассмотрим пружину (см. рис. 1). Постепенно нагружая пружину с шагом 10 кгс (98 Н) от 0 до 80 кгс (0...784 Н) замерим внутренний и наружный диаметры, межвитковое расстояние и высоту пружины. Пружина базируется в трех точках и прижимается сверху пластиной. Сила подается через ручной пресс (табл. 1).

Мода колебаний энергии витков пружины перетекает к другим модами из-за нелинейного взаимодействия. В одномерной пружине с закрепленными концами с витками n = 0; 6; 8; N, потенциал взаимодействия H содержит:

Таблица 1

Результаты испытаний

№	*P*, кгс (Н)	*L*, мм	*I*, мм	2*R*, мм	2*r*, мм
1	10 (98)	148,9	30,2	51,83	63,83
2	20 (196)	138,78	29,0	51,80	63,80
3	30 (294)	129,06	27,32	51,78	63,78
4	40 (392)	119,02	26,2	51,44	63,44
5	50 (490)	109,23	24,1	51,57	63,53
6	60 (588)	99,01	22,1	51,99	63,99
7	70 (686)	89,02	21,0	52,25	64,25
8	76 (745)	83,56	20,0	52,23	64,23
9	80 (784)	79,65	19,3	52,27	63,27

$$\begin{cases} H = \sum\limits_{j=1}^{N}\left[\frac{1}{2}\dot{x}_j^2 + \frac{1}{2}\left(x_j - x_{j-1}\right)^2 + \frac{\lambda}{4}\left(x_j - x_{j-1}\right)^4\right] \\ x_0 = x_N = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Пружина имеет нормальные координаты с соотношением витков:

$$x_j = i\sum_{k=-N}^{N}\left(a_k/\omega_k\right)e^{-i\pi jk/N}; \quad (2)$$

$$\omega_k = 2\sin\left(\pi k/2N\right)$$
$$\text{при } -N \leqslant k \leqslant N,$$

где ω_k — собственные частоты пружины;

k — линейная мода;

N — число витков;

$a_k = a_{-k}$ — амплитуда.

Максимальное значение номера мод

$$\left|k + k' + k'' + k'''\right|$$

есть число витков $4N$.

Имеем следующие функции моды:

$$k + k' + k'' + k''' = 0;\ \ D(0) = 1, \quad (3)$$

$$k + k' + k'' + k''' = \pm 2N;\ \ D(\pm 2N) = -1, \quad (4)$$

$$k + k' + k'' + k''' = \pm 4N,\ \ D(\pm 4N) = 1. \quad (5)$$

Функции моды $D\left(k + k' + k'' + k'''\right) = 0$ для остальных значений моды $\left(k + k' + k'' + k'''\right)$. Уравнение (3) дает правило отбора пружин.

Если возбуждена k_0 мода, а для остальных мод в начальный момент времени $a_k = 0$, то ускорение движения равно:

$$a''_{k_0} = -\omega_{k_0}^2 a_{k_0} - 3\lambda\omega_{k_0}^2 a_{k_0}^3, \quad (6)$$

что позволяет выразить первоначально возбужденное колебание амплитуд a_{k_0} через эллиптические функции сечений витков пружин. Спектр связанных состояний $|\lambda| > 1$ и их асимптотический вид сборки более существенны для распространения нелинейных колебаний, чем состояния $[\lambda] < 1$ непрерывного спектра.

При числе полных витков имеют следующие наборы k', k'', k''', которые позволят удовлетворить условию (3), накладывающему требования на моды $\left|k + k' + k'' + k'''\right|$:

$$k' = -k,\ \ k'' = -k''' = k_0 \quad (7)$$

и эквивалентные (6 наборов);

$$-k' = k'' = -k''' = k \quad (8)$$

и эквивалентные (3 набора).

Если никакие члены не удовлетворяют условию пружины $D\left(k + k' + k'' + k'''\right) \neq 0$ и в начальный момент времени $a_k = 0$, то все время сборки $a_k = 0$. Это означает, что мода k не возбуждается модой k_0. Однако для особых значений больших давлений клапана, таких как моды $k_1 = 3k_0$ или $k_1 = \pm\left(2N - 3k_0\right)$ имеют три набора значений:

$$\left|k'\right| = \left|k''\right| = k''' = k_0, \quad (9)$$

которые удовлетворяют условиям (3) или (4), т.е. $D\left(k_1 + k' + k'' + k'''\right) \neq 0$.

Если для примера взять за основу теорию нелинейных решеток, тогда пружина имеет витки $N = 8$, $k_0 = 5$, а начальное состояние процесса сборки есть амплитуда:

$$a_5 = a\cos\omega_5 t. \quad (10)$$

Это состояние после сборки клапана сохраняется в течение некоторого времени. Уравнение Матье:

$$\frac{d^2 a_k}{d\tau^2} + \left(a_k + 2h_k^2\cos 2\tau\right)a_k = 0, \quad (11)$$

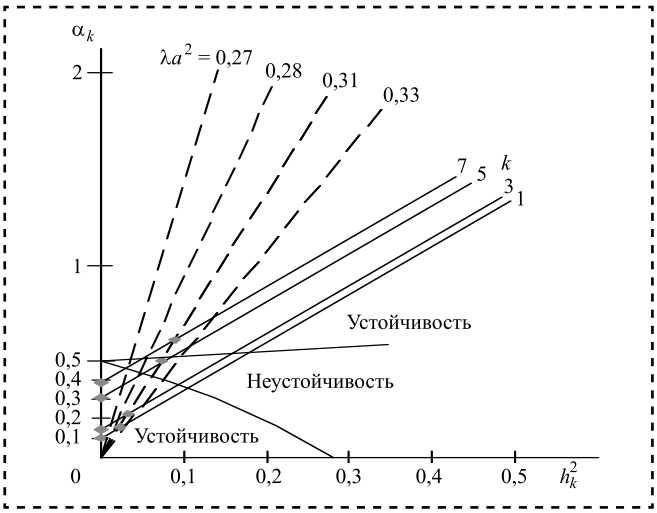


Рис. 2. Области устойчивости и неустойчивости пружины

где

$$\begin{cases} \tau = \omega_5 t; \\ a_k = (\omega_k/\omega_5)^2 \left(1 + 3\lambda a^2\right); \\ h_k^2 = (\omega_k/\omega_5)^2\, 3\lambda a^2/2. \end{cases} \qquad (12)$$

Параметры системы ординат оси α_k и среднее расстояние между витками абсцисс h_k^2 определяются как функции от коэффициентов амплитуды λa^2 и частот индекса моды ω_k из выражения (12) (табл. 2).

Таблица 2

Расчет амплитуды функции от λa^2 и ω_k пружины клапана

k	a_k	a_k^2	λa_k^2	$\sin(\pi k/2N)$	ω_k	$(\omega_k/\omega_5)^2$
1	72,42/102,62	0,5	0,27	0,19	0,39	0,06
3	75,30/102,62	0,52	0,28	0,56	1,11	0,45
5	78,50/102,62	0,59	0,31	0,83	1,66	1,00
7	81,62/102,62	0,63	0,33	0,98	1,96	1,39

На рис. 2 видна область сборки, когда $\lambda a^2 = 0{,}28$, только $k = 5$ находится в области неустойчивости.

Вывод

Если из групп пружин надо выбрать одну по правилу отбора, то положение сборки является решением устойчивости пружины клапана. Клапан герметичен, когда пружина работает нормально.

Библиографический список

1. **Рыльцев И.К., Журавлев А.Н.** Структурно упорядоченная технология сборки изделий тяжелого машиностроения. М.: Машиностроение-1, 2007. 329 с.

2. **Советов Б.Я.** Теория информации. Л.: Изд-во Ленинградского ун-та, 1977. 184 с.

3. **Тода М.** Теория нелинейных решеток. М.: Мир, 1984. 264 с.

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение", 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Учредитель ООО "Издательство "Инновационное машиностроение".
Адрес электронной почты издательства: **mashpubl@mashin.ru**;
редакции журнала: **sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru.**
Телефон редакции журнала: 8 (499) 269-54-98, факс: 8 (499) 268-48-97.
Технический редактор *Патрушева Е.М.* Корректор *Комиссарова Е.В.*
Сдано в набор 08.02.2017. Подписано в печать 29.03.2017. Формат 60 × 88 1/8.
Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Адвансед солюшнз". Сайт: **www.aov.ru**
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.