ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

8 2007 (85)

СОДЕРЖАНИЕ

По страницам иностранных журналов

Андреев А.Г. Новости сборочного производства . . . 3

Современные технологии сборки

Барков И.А., Осетров В.Г. Семантический анализ и синтез размерных цепей . . . 6

Тютиков Г.Ф., Мартынов Р.Е. Полная взаимозаменяемость втулок при установке с натягом . . . 12

Гвоздев В.Д. Размерные цепи: расчет размеров компенсаторов . . . 17

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Заплаткин А.А., Михеев С.С., Рябов Г.К., Ганькова Т.А. Послесборочные испытания и отладка клиноременного вариатора . . . 23

Барабанов В.Г. Стенд для контроля герметичности запорной и переключающей арматуры . . . 26

Первухина Е.Л., Голикова В.В. Анализ нестационарных случайных процессов в задачах автоматизации производственных испытаний машиностроительных изделий . . . 29

Копылов И.В., Федоров А.А. Определение статического момента рабочих лопаток вентилятора в трех направлениях как способ снижения вибрации двигателя на рабочих режимах . . . 36

В помощь конструктору, технологу

Горленко О.А., Тихомиров В.П., Проскурин А.С. Зубчатая передача как функциональный модуль объекта проектирования . . . 40

Справочный материал

Старжинский В.Е., Антонюк В.Е., Кане М.М., Шалобаев Е.В., Шилько С.В. Словарь-справочник по зубчатым передачам русско-английско-немецко-французский. *Продолжение* . . . 45

Нормативная документация

Общемашиностроительные нормативы времени на слесарные работы по ремонту оборудования. *Продолжение* . . . 51

Соединения деталей и машин

Крайнев А. Подвижные соединения и уплотнения (функциональная целесообразность и технологичность)

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.: (495) 268-38-42; тел./факс: 268-85-26. Факс: (495) 269-48-97
E-mail: sborka@mashin.ru
Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикаций трудов соискателей ученых степеней.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Председатель редакционного совета
Ф.М. МИТЕНКОВ, *академик РАН*

Редакционный совет

МОСКВА
В.М. БЕДРИН
А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор)
А.А. ГУСЕВ
А.М. ДАЛЬСКИЙ
И.Н. ЖЕСТКОВА (зам. главного редактора)
Ю.Г. КОЗЫРЕВ
А.И. КУМЕНКО
А.В. МЕДАРЬ
Е.А. МИКРИН
Ю.Ф. НАЗАРОВ
В.В. ПОРОШИН
О.Н. РУМЯНЦЕВА
Б.В. ШАНДРОВ
А.А. ШАТИЛОВ
А.Г. ХОЛОДКОВА
Г.А. ЯРКОВ

Региональные редсоветы

АСТРАХАНЬ
В.П. БУЛГАКОВ
А.Д. ДОРОХОВ
В.В. МИКИТЯНСКИЙ
Н.Н. ПАНАСЕНКОВ

БЕЛГОРОД
Н.А. ПЕЛИПЕНКО

БРЯНСК
О.А. ГОРЛЕНКО

ВОЛГОГРАД
В.Г. КАРАБАНЬ
М.Г. КРИСТАЛЬ
В.И. ЛЫСАК
В.М. ТРУХАНОВ

ИЖЕВСК
И.В. АБРАМОВ
Б.А. ЯКИМОВИЧ
В.Г. ОСЕТРОВ
И.К. ПИЧУГИН

КАЗАНЬ
Р.И. АДГАМОВ

КОВРОВ
Ю.З. ЖИТНИКОВ

КОЛОМНА
Ю.Д. АМИРОВ

КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ
В.Ф. КУЗЬМИН
Б.Н. МАРЬИН
В.И. ШПОРТ

ОМСК
В.Н. КОСТЮКОВ

ОРЕЛ
Ю.С. СТЕПАНОВ
Г.А. ХАРЛАМОВ

ОРЕНБУРГ
В.А. БОНДАРЕНКО
А.П. ФОТ

РЫБИНСК
В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ
В.В. НЕПОМИЛУЕВ
А.Н. СЕМЕНОВ

САМАРА
М.А. ЕВДОКИМОВ
Ю.А. ВАШУКОВ
Г.А. КУЛАКОВ
В.А. НИКОЛАЕВ

ТОЛЬЯТТИ
А.И. РЫЖКОВ
Б.Ф. ХАЗОВ

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
Е.В. ШАЛОБАЕВ

Украина

КИЕВ
А.С. ЗЕНКИН
В.А. МАТВИЕНКО

ДОНЕЦК
А.И. МИХАЙЛОВ

СЕВАСТОПОЛЬ
Е.Л. ПЕРВУХИНА

ХАРЬКОВ
Б.М. АРПЕНТЬЕВ

Беларусь

МИНСК
В.Л. БАСИНЮК

ГОМЕЛЬ
В.Е. СТАРЖИНСКИЙ

ПОЛОЦК
М.Л. ХЕЙФЕЦ

Ответственные за подготовку и выпуск номера:
Н.М. КУЩ-ЖАРКО, О.Н. ЛУТОВИНИНА, А.В. ЗОРИН

Журнал зарегистрирован в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации ПИ № 77-1747 от 25 февраля 2000 г.

© Издательство "Машиностроение", "Сборка в машиностроении, приборостроении", 2007

THE MONTHLY NEWSMAGAZINE FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE MAGAZINE IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERS

8 2007 (85)

CONTENTS

On Pages of Foreign Magazines

Andreev A.G. News of assembly eguipment . . . 3

Modern Technologies in Assembly

Barkov I.A., Osetrov V.G. Semantic analysis and synthesis of the dimensional chains . . . 6

Tutikov G.F., Martynov R.E. Full interchangeability of plugs at installation with a tightness . . . 12

Gvozdev V.D. Dimensional circuits: calculation of the sizes of equalisers . . . 17

Quality Assurance. Testing. Monitoring

Zaplatkin A.A., Miheev S.S., Ryabov G.K., Gankova T.A. Afterassembly tests and adjustment of v-belt variable-speed drive . . . 23

Barabanov V.G. Leakage test bench for stop and selector valves . . . 26

Pervukhina E.L., Golikova V.V. Analysis of nonstationary processes in problems of automation of industrial tests of engineering products . . . 29

Kopylov I.V., Fedorov A.A. Determination of fan blade static moment in three directions as a method to reduce engine vibration during operation . . . 36

Industrial and Design Engineer's Aid

Gorlenko O.A., Tihomirov V.P., Proskurin A.S. Tooth gearing as the functional module of object of designing . . . 40

Reference Source

Starzhinsky V.E., Antonjuk V.E., Kane M.M., Shalobaev E.V., Shilkov S.V. The dictionary – hand-book on gearings (Russian-English-German-French). *A prolongation* . . . 45

Command Papers

The machine-building standards of time on metalwork operations on repair of equipment. *A prolongation* . . . 51

Connections of Details of Machines and Devices

Krainef A.F. Mobile connections and condensation (functional expediency and adaptability to manufacture)

Journal is distributed on subscription, which can be issued 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.: (495) 268-38-42; ph./fax: 268-85-26. Fax: (495) 269-48-97

http://www.mashin.ru

E-mail: sborka@mashin.ru

Labor Red Banner Order Public Corporation "Publishing House "Mashine Building"
107076, Moscow, Stromynsky per. 4

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

The Journal is among those approved by AAC RF for dissertation publication.

Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

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

Editors

MOSCOW
BEDRIN V.M.
VASIL'EV A.S. (Chief editor)
DALSKY A.M.
GUSEV A.A.
ZHESTKOVA I.N. (Deputy chief editor)
KOZYREV YU.G.
KUMENKO A.I.
MEDAR' A.V.
MIKRIN E.A.
NAZAROV Yu.F.
POROSHIN V.V.
RUMIANTSEVA O.N.
SHANDROV B.V.
SHATILOV A.A.
KHOLODKOVA A.G.
YARKOV G.A.

Regional editors

ASTRACHAN
BULGAKOV V.P.
DOROKHOV A.F.
MIKITIANSKI V.V.
PANASENKOV N.N.

BELGOROD
PELIPENKO N.A.

BRIANSK
GORLENKO O.A.

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

IZHEVSK
ABRAMOV I.V.
YAKIMOVICH B.A.
OSETROV V.G.
PITCHUGIN I.K.

KAZAN
ADGAMOV R.I.

KOVROV
ZHITNIKOV Yu.Z.

KOLOMNA
AMIROV Yu.D.

KOMSOMOLSK-ON-AMUR
KUZMIN V.F.
MARJIN B.N.
SCHPORT V.I.

OMSK
KOSTIUKOV V.N.

OREL
STEPANOV Yu.S.
KHARLAMOV G.A.

ORENBURG
BONDARENKO V.D.
FOT A.P.

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

SAMARA
EVDOKIMOV M.A.
VASHUKOV Yu.A.
KULAKOV G.A.
NIKOLAEV V.A.

TOLIATI
KHAZOV B.F.
RYZHKOV A.I.

ST.-PETERSBURG
SHALOBAEV E.V.

Ukraine

KIEV
ZENKIN A.S.
MATVIENKO V.A.

DONETSK
MIKHAILOV A.I.

SEVASTOPOL
PERVUKHINA E.L.

KHARKOV
ARPENTIEV B.M.

Belarus

MINSK
BASINJUK V.L.

GOMEL
STARZHINSKI V.E.

POLOTSK
KHEIFETZ M.L.

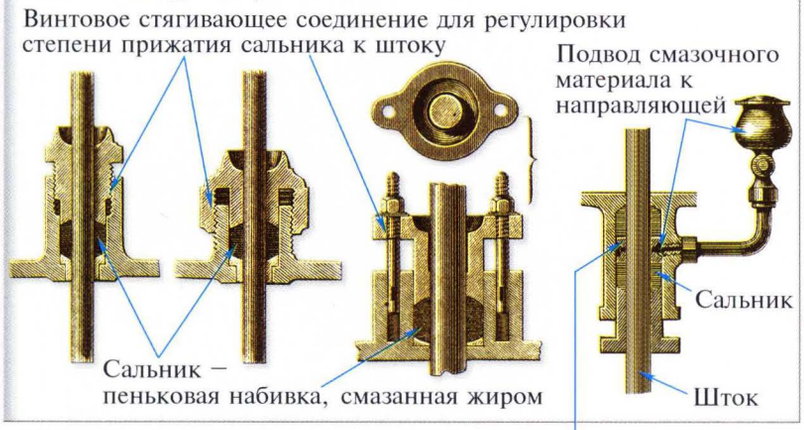
Executive editors of current issue:
KUSH-ZHARKO N.M., LUTOVININA O.N., ZORIN A.V.

The journal is registered by RF Ministry of Press, Tele-and Broadcasting and Mass Communications Media.
Registration certificate ПИ № 77-1747, February 25, 2000 Free price

© "Mashinostroenie Publishers", "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2007

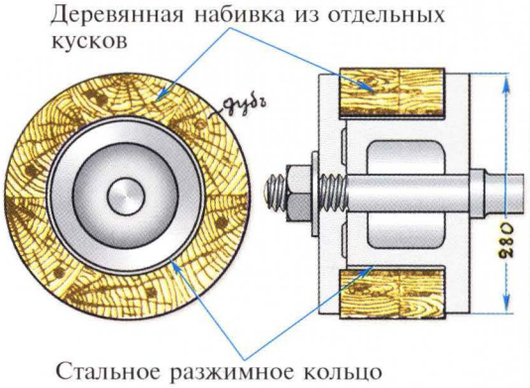
УПЛОТНЕНИЯ ПОСТУПАТЕЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЙ
(в историческом и логическом развитии)

Штоковые направляющие и их уплотнения (из книги **Julius Weisbach. Lehrbuch der Jngenieur- und Maschinen-Mechanik, Braunschweig, 1857)**

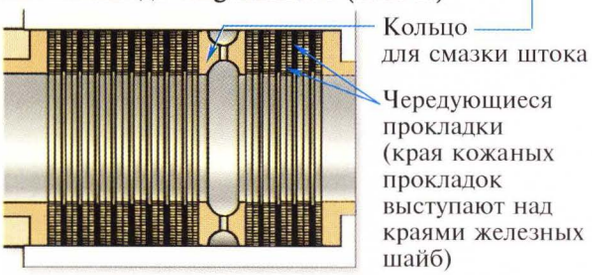


Штоковые и поршневые уплотнения

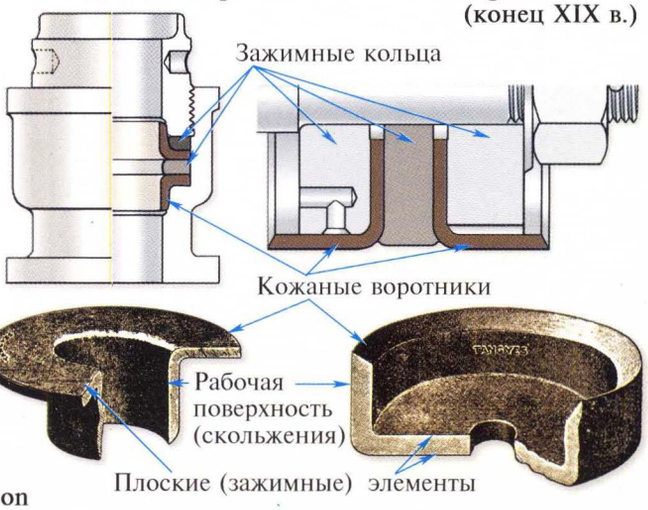
Поршень Корлисса в насосе для перекачки горячей воды (из книги **П.К. Худякова "Построеніе насосовъ" 1899 г.)**



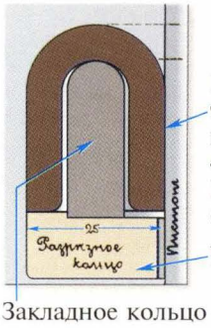
Штоковое уплотнение для шахтного насоса завода Wilgelmshutte (1886 г.)



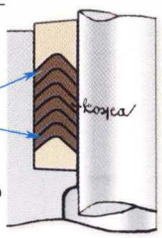
Штоковое и поршневое (плунжерное) уплотнения с кожаными воротниками завода Tangues Brothers (конец XIX в.)



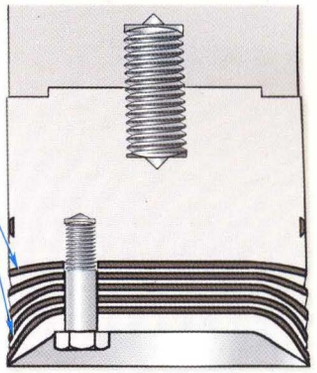
Уплотнения завода Tangues Brothers с манжетным кольцом Брама*



Уплотнение Gruson для насосов высокого давления – до 500 атм (конец XIX в.)



Поршень в гидравлическом прессе Губера для давления до 5600 атм. (конец XIX в.)



Кожаные уплотнения для вентилей с прерывистой поверхностью сопряженной детали (из книги **А.П. Гавриленко "Механическая технологія металловъ" 1903 г.)**

*Джозеф Брама (1749 – 1814) – изобретатель первого гидравлического пресса, манжетное уплотнение для которого предложено **Генри Модсли** (конец XVIII в.)

© А. Крайнев

А.Г. Андреев

Новости сборочного производства

Фирма Wera Werk Hermann Werner GmbH& Co.KG. предлагает новый ручной инструмент для точной затяжки резьбовых соединений. Этот инструмент после завинчивания точно показывает момент затяжки. Обеспечивается это специальным упругим элементом, точным и чувствительным. Инструмент имеет небольшую массу, эргономический дизайн и невысокую цену, что делает его применение выгодным для любого производства.

Гамма инструментов Wera Werk рассчитана на моменты: 0,3...1,2; 1,2...3,0 и 3,0...6,0 Н·м, производит измерение и показание момента затяжки с точностью, соответствующей требованиям Европейских норм ISO 6789.

Дополнительно предусмотрена возможность дистанционной передачи показаний инструмента в системах Rapidaptor или Kraftform.

(***Werkstatt und Betrieb, 1–2/2006***)

Фирма Permatex Inc. (США) выпустила гамму анаэробных клеев, обеспечивающих прочное соединение при сборке цилиндрических металлических деталей (вал–втулка) без их предварительной точной обработки (по "черным" поверхностям).

Клей позволяет склеивать детали с неточно обработанными поверхностями (после сверления, обдирки, пробивки и т.п.). Фирма утверждает, что при этом соединение получается до пяти раз прочнее, чем обычное прессовое. Клей при полимеризации заполняет не только зазор между деталями, но и микроскопические пустоты на их поверхностях, создавая единую собранную очень прочную деталь.

Клей имеет различные вязкость, прочность и температурный диапазон использования, а также проникаемость и заполняемость микрозазоров. Клей идеально изолирует цилиндрические соединения металлических деталей от утечек, коррозии и разъедания (fretting).

(***Machine Design, 2/2006***)

В процессе производства всегда требуется закреплять и освобождать детали, поэтому возникает необходимость быстрого, надежного, четкого и рационального способа закрепления и освобождения. **Фирма Heinrich Kipp Werk. (ФРГ)** разработала новый эксцентрикорычажный зажим, который обеспечивает также предварительную установку необходимой упругости зажима, чтобы не было повреждения или разрушения закрепляемой детали. Каждый типоразмер эксцентрикорычажного механизма Kipp имеет свою силу зажима, а конструкция делает его затяжку простой и быстрой. В зажиме Kipp один упругий элемент предварительно напряжен с заданным усилием, что и предохраняет деталь от повреждения.

Механизмы фирмы Kipp превосходят по своим качествам все известные классические упругие зажимы. Максимальная сила зажима может достигать 8 кН.

(***Mashine und Werkzeug, 3/2006***)

Фирма Aries Engineering Co. (США) выпустила компактные пневмогидравлические цилиндры серии Hiper Cyl HZ, использующие для своей работы обычное сетевое давление сжатого воздуха.

Цилиндр управляется одним пневматическим клапаном, а высокое давление редуцируется во время рабочего цикла. При этом возможно получение усилия на штоке от 10 до 200 кН.

Цена и стоимость эксплуатации этих цилиндров сопоставимы с гидравлическими или механическими аналогами.

Стальной хромированный и полированный шток обеспечивает длительную эксплуатацию без специального обслуживания. Он имеет стандартный силовой ход 0,25 или 0,5 дюйма.

Типовым применением для подобных цилиндров являются операции запрессовки, пробивки, маркировки и т.п.

(***Mashine Design, 4/2006***)

Линейный привод – "искусственный мускул" на основе электроактивных полимеров, которые могут расширяться или сжиматься при подводе к ним электрического напряжения, создала **фирма Artificial Muscule Inc. (США)**.

Две секции конической формы, изготовленные из электроактивных полимеров, смонтированы в корпусе. Вершины конусов соединены между

собой и к ним прикреплен шток, передающий от них движение. Когда одна из секций активируется подачей напряжения, она, сокращаясь, толкает шток в одном направлении. Активация другой секции перемещает шток в противоположном направлении.

Согласно утверждению компании "искусственный мускул" работает бесшумно, эффективно и имеет высокую силовую отдачу.

Он отличается небольшими размерами, массой и более низкой стоимостью, чем аналогичные электроприводы.

Предполагается их использование в качестве приводов клапанов, диафрагменных насосов, датчиков и даже громкоговорителей.

Технические характеристики не сообщают.

(***Machine Design, 4/2006***)

Канадская фирма Arlink Worldwide выпускает модульную систему рабочих станций серии 8000, предназначенную для выполнения легких производственных, ремонтных или лабораторных работ.

Модули этой системы могут приспосабливаться к каждой сборочной, контрольной или любой другой операции и выстраиваться в необходимой для производства последовательности. Они могут иметь три различных высоты и ширины и располагаться с одной или двух сторон несущих центральных колонн. Колонны имеют систему из двух продольных направляющих для надежного присоединения других частей. Большие направляющие поддерживают наиболее тяжелые части, такие как рабочие столы и лотки с деталями. Пользователи могут регулировать высоту их расположения с шагом 3 дюйма (1 дюйм = 25,4 мм). Меньшие направляющие служат для крепления легких элементов: электро- и пневморазводки, инструмента и т.п. Их высота может регулироваться с шагом 1 дюйм.

Модули могут быть расположены в линию с одно- или двухсторонним обслуживанием, Т-образно, Y-образно, X-образно, U-образно или в любом сочетании из этих базовых конфигураций.

Высота рабочих зон подобрана так, что удовлетворяет по эргономическим требованиям для 99,5 % работников-мужчин и для 99,9 % работниц-женщин.

Модули этой серии могут также использоваться в "чистых комнатах" класса 10 000.

Согласно утверждению производителя система модулей 8000 быстро и легко собирается, соответствует современным требованиям к рабочим местам и инструментам и при необходимости быстро приспосабливается (перестраивается) к изменяющимся условиям производства.

(***Machine Design, 4/2006***)

Фирма Wiha Werkzeuge GmbH. (ФРГ) выпускает отвертку с контролем завинчивающего момента под названием "easy Torque", которая является результатом дальнейшего развития стратегии фирмы по совершенствованию завинчивающего инструмента. Отвертка "easy Torque" – один из лучших образцов такого инструмента и выполнена полностью механической. Несмотря на это, она позволяет задавать необходимый момент затяжки и сигнализирует о его достижении.

Wiha предлагает ряд из 10 инструментов с диапазоном момента затяжки 0,5...3,8 Н·м и точностью измерения момента ±10 %.

(***Werkstatt und Betribe, 5/2006***)

Фирма THK America Inc. (США) освоила выпуск саморегулирующихся силовых подшипников линейного перемещения с сепаратором, выполненным из синтетической резины, который обеспечивает длительную непрерывную смазку элементов качения.

Круглый корпус из закаленной стали с особо точными поверхностями имеет выемки (дорожки качения) сечением, несколько большим, чем радиус тел качения. Такое решение, по заявлению фирмы, под нагрузкой увеличивает площадь контакта между корпусом и телами качения в три и более раз по сравнению с обычными линейными подшипниками, а долговечность возрастает в 27 раз.

Подшипник имеет корпус из прочного полимера, что уменьшает его массу и обеспечивает хорошую защищенность.

Плавающий корпус обеспечивает постоянные зазоры в соединении с направляющей и точность линейных перемещений.

(***Machine Design, 5/2006***)

Фирма RB Hybrodynamics Inc. (США) начинает производство новых гибридных (пневмогидравлических) цилиндров Ну-Р. Гибридные цилиндры могут быть как линейного перемещения, так и поворотные и состоят из пневматического цилиндра

и соединенного с ним пассивного гидравлического демпфера, который обеспечивает плавное перемещение с контролируемой остановкой.

В корпусе основного пневмоцилиндра размещен демпфирующий гидроцилиндр, соединенный через клапан с дополнительной камерой. Это позволяет контролировать скорость и перемещение приводного пневмоцилиндра.

Сравнительные исследования показали, что такой пневмогидроцилиндр является абсолютно полноценной заменой обычным гидроцилиндрам, при этом точность контроля перемещения и остановки поршня (при использовании в контуре управления стандартных пневмоклапанов) может находиться на уровне, сравнимом с точностью электрических сервоприводов, в то время как развиваемое усилие может в 6–7 раз превышать усилие электропривода сравнимой мощности.

В 2005 г. фирма начала производство гибридных пневмогидроцилиндров серии LLK размером 6 дюймов. В дальнейшем предполагается выпускать типоразмерный ряд гибридных пневмогидроцилиндров в диапазоне от 1·1/8 до 6 дюймов.

(***Hydraulics and Pneumatics (США), 7/2005***)

Амортизаторы для гашения энергии при соударении движущихся частей промышленного оборудования выпускает **фирма Ace Controls Inc. (США)**. Амортизаторы серии SC 650-HC идеальны для использования в высокоскоростных механизмах и сложных технологических системах.

Амортизаторы выпускают пяти моделей, короткоходовые и быстродействующие (с коротким временем возврата штока), рассчитанных на силу 0,23...63 кН, силу возврата штока 0,49...8,3 Н и время возврата 0,2 с. Скорость соударения 0,68...37 м/с. Диапазон рабочих температур 0...65 °С.

Корпус амортизатора оксидирован, а шток выполнен из коррозионно-стойкой стали.

(***Hydraulics and Pneumatics (США), 8/2005***)

СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

Изменения бокового зазора *$\Delta j_{n\,min}$ у пластмассовых зубчатых колес могут быть значительными. Для учета этих специфических свойств пластмасс представляется возможным, например, в стандартах предприятий и другой внутризаводской документации устанавливать дополнительные, в настоящее время не стандартизированные виды сопряжений бокового зазора, рассчитывать и табулировать необходимые характеристики посадок. В частности можно распространить на мелкомодульные пластмассовые зубчатые колеса виды сопряжений С, В, А и виды корпусов с, в и а, предусмотренные ГОСТ 1643–81 для колес модуля $m \geq 1$ (см. стр. 16, "Справочный материал").*

Для конических передач, составленных из прямозубых колес, гарантированный боковой зазор можно выбирать по таблице, приведенной ниже.

Рекомендуемый минимальный боковой зазор для прямозубых конических колес

Модуль m, мм	$j_{n\,min}$, мкм для квалитета	
	4...9	10...14
1,25	40	30
1,25–1,5	50	40
1,5–2,0	60	50
2,0–2,5	80	60
2,5–3,0	100	80
3,0–4,0	120	90
4,0–5,0	160	120

И.А. Барков, *канд. техн. наук*, **В.Г. Осетров**, *д-р техн. наук*
(Ижевский государственный технический университет)

Семантический анализ и синтез размерных цепей

Рассмотрены метод семантического моделирования свойств изделия и его особенности в решении задач расчета размерных цепей. Различные варианты задач расчета размерных цепей могут быть реализованы в САПР по единой методике и интегрированы с задачами конструкторского проектирования.

The product properties semantic modeling method and it's details concerning tasks of dimensional chains calculation are considered. Different kinds of such tasks can be implemented in CAM using unified technique and integrated with design tasks.

Цель данной работы – применение метода семантического моделирования свойств изделия [1, 2] для решения задач расчета размерных цепей. Семантическое моделирование свойств изделия позволяет по единой методике решать задачи конструкторского и технологического проектирования. В основе метода лежит специальный семантический язык описания свойств и особенностей изделия.

Семантические правила языка приписывают грамматически правильным конструкциям смысловое содержание изделия, описываемого этим языком. Например, слова языка соответствуют некоторым сущностям ("предохранитель", "зазор"), атрибутам сущностей ("плавкий", "температурный"). Далее эти слова вступают во взаимосвязи, которые соответствуют предложениям и порождают более сложные отношения и явления ("установлен плавкий предохранитель", "предусмотрен температурный зазор"). Смысл этих предложений состоит в том, что в некоторой конструкции, которая здесь неявно подразумевается, присутствует сущность, обладающая определенным набором свойств.

В основе построения указанных в скобках утверждений лежат два правила:

• *правило образования конструкторских понятий*, которое требует, чтобы каждое слово использовали совместно с обозначаемым этим словом набором свойств;

• *правило семантической сочетаемости конструкторских понятий*, определяющее допустимое совместное использование конструкторских понятий путем сочетаемости или несочетаемости закрепленного за понятиями множества свойств.

Например, приведенные ранее утверждения составлены из сочетающихся понятий. Однако предложение "установлен плавкий зазор" является некорректным, в нем обозначаемые понятиями "плавкий" и "зазор" свойства не сочетаются. Таким образом, **семантика** представляет собой отношение соответствия знаковых последовательностей, созданных при заданных синтаксических правилах языка (правила грамматики).

Задача инженера – записать максимально возможное число свойств и особенностей изделия с помощью задаваемой системы конструкторских понятий и правил их семантической сочетаемости. Далее по полученным описаниям свойств и особенностей класса изделий автоматизированным или автоматическим способом строят семантическую модель конструкции, с помощью которой проверяют исполнимость каждого свойства изделия в моделируемой конструкции, осуществляя локализацию и диагностику смысловых конструкторских ошибок.

Интеллектуальная система автоматизированного проектирования должна обладать следующими возможностями обработки смысловой информации:

• *во-первых*, необходимо формулировать требования к изделию, приобрести некоторые свойства путем перечисления конструкторских понятий с указанием их свойств (задача описания и накопления описаний свойств);

• *во-вторых*, без вмешательства человека нужно обнаружить в структурах конструкторских данных (структурных моделях конструкции) наличие или отсутствие зазора и квалифицировать зазор как температурный (задача анализа свойств);

• *в-третьих*, если к изделию предъявлено соответствующее требование: предусмотреть температурный зазор, то необходимо внедрить в структурную конструкторскую модель зазор, который является температурным и обладает соответствующими температурному зазору свойствами (задача синтеза свойств).

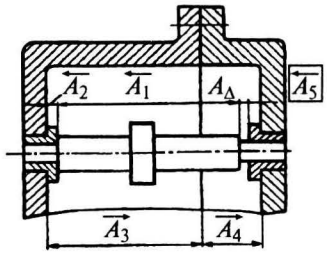
Основной целью разработки метода семантического моделирования свойств и особенностей изделия является решение задач интеграции проектной информации, повышение интеллектуального уровня САПР, моделирование профессиональных, научных и потребительских представлений специалистов о свойствах изделия.

Неотъемлемая часть метода – семантический язык. Язык предназначен для формальной записи свойств и особенностей изделия, ввода описания в автоматизированную систему и управления вычислительным процессом решения проектных задач. Для более подробного разбора метода и используемого языка рассмотрим задачи расчета размерных цепей, представленные в [3]. Изложение построено следующим образом: сначала перечисляют заложенные в язык изобразительные приемы, затем идет представленный в таблице "Пример описания свойств изделия "сборочная единица".

Таблица

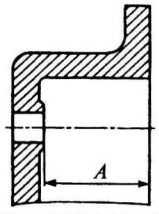
Пример описания свойств изделия "сборочная единица"

Понятие *сборочная единица*
Состав
Корпус : {корпус},
Крышка : {корпус},
Вал : {вал},
Втулка : {втулка},
Компенсирующая втулка : {втулка}.

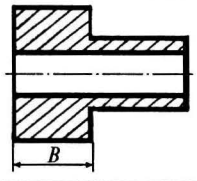


Параметры
Зазор : { размер },
Размерная цепь : {размерная цепь (Базовая длина из Вал, Высота буртика из Втулка, Размер А из Корпус, Размер А из Крышка, Высота буртика из Компенсирующая втулка, Зазор)}.
Конец *сборочная единица*

Понятие *корпус*
Состав *Нет*
Параметры
Размер А : {размер}.
Конец *корпус*

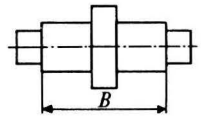


Понятие *втулка*
Состав *Нет*
Параметры
Высота буртика : {размер}.
Конец *втулка*

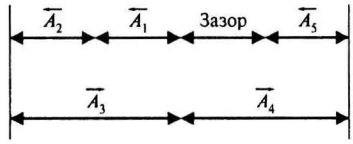


Продолжение таблицы

Понятие *вал*
Состав *Нет*
Параметры
Базовая длина : {размер}.
Конец *вал*



Понятие *размерная цепь*
Состав *Нет*
Параметры *Нет*
Внешние
A_1 *: { размер },*
A_2 *: { размер },*
A_3 *: { размер },*
A_4 *: { размер },*
A_5 *: { размер },*
Зазор : { размер }.



Свойства

Для X : размерная цепь Номинал из Зазор из X = Номинал из A_3 из X + Номинал из A_4 из X – Номинал из A_1 из X – – Номинал из A_2 из X – Номинал из A_5 из X :
'Неверно заданы номинальные значения звеньев размерной цепи'.

Для X : размерная цепь Верхнее отклонение из Зазор из X = = Верхнее отклонение из A_3 из X + Верхнее отклонение из A_4 из X – Нижнее отклонение из A_1 из X – Нижнее отклонение из A_2 из X – Верхнее отклонение из A_5 из X :
'Неверно заданы отклонения составляющих звеньев'.

Для X : размерная цепь Нижнее отклонение из Зазор из X = = Нижнее отклонение из A_3 из X + Нижнее отклонение из A_4 из X – Верхнее отклонение из A_1 из X – Верхнее отклонение из A_2 из X – Нижнее отклонение из A_5 из X :
'Неверно заданы отклонения составляющих звеньев'.

Для X : размерная цепь (Номинал из Зазор из X + + Верхнее отклонение из Зазор из X) = (Номинал из A_3 из X + + Верхнее отклонение из A_3 из X) + (Номинал из A_4 из X + + Верхнее отклонение из A_4 из X) – (Номинал из A_1 из X + + Нижнее отклонение из A_1 из X) – (Номинал из A_2 из X + + Нижнее отклонение из A_2 из X) – (Номинал из A_5 из X + + Верхнее отклонение из A_5 из X):
'Неверно заданы отклонения компенсирующего звена'.

Для X : размерная цепь (Номинал из Зазор из X + + Нижнее отклонение из Зазор из X) = (Номинал из A_3 из X + + Нижнее отклонение из A_3 из X) + (Номинал из A_4 из X + + Нижнее отклонение из A_4 из X) – (Номинал из A_1 из X + + Верхнее отклонение из A_1 из X) – (Номинал из A_2 из X + + Верхнее отклонение из A_2 из X) – (Номинал из A_5 из X + + Нижнее отклонение из A_5 из X):
'Неверно заданы отклонения компенсирующего звена'.
Конец *размерная цепь*

Понятие *размер*

Состав *Нет*

Параметры
Номинал : {вещественное},
Верхнее отклонение : {вещественное},
Нижнее отклонение : {вещественное},
Оборудование : {оборудование}.

Свойства
Для X : размер Номинал из X > 0 :
'Размер должен быть положительным числом'.

Продолжение таблицы

***Для** X : размер (Верхнее отклонение из X – Нижнее отклонение из X) ≥ Погрешность из Оборудование из X:* *'Оборудование не позволяет обеспечить заданную точность'.* ***Для** X : размер (Номинал из X + Верхнее отклонение из X) ≥* *≥ (Номинал из X + Нижнее отклонение из X) :* *'Неверно заданы отклонения размера'.* ***Конец** размер*
Понятие** оборудование* ***Состав** Нет* ***Параметры *Погрешность : {вещественное: 0,1}.* ***Конец** оборудование*

1. Описание свойств класса изделий представляет собой систему описаний конструкторских понятий. Термин **"конструкторское понятие"** представляет собой некоторое слово или словосочетание, которое именует свойства и особенности класса изделий, узлов, деталей, характеристик, атрибутов, параметров, процессов. Описание именуемых конструкторским понятием свойств и особенностей приводится в определении конструкторского понятия.

Определение *конструкторского понятия*, стоящее первым в системе описания, соответствует изделию в целом. Последующие определения конструкторских понятий уточняют и детализируют идущие ранее по тексту. Уточнение доводится до конструкторских понятий, являющихся элементарными. В целом система конструкторских понятий ориентирована на последующее построение древовидной структуры, которая в работе называется *структурным конструкторским решением* и является *структурной моделью изделия*. Структурное конструкторское решение содержит также параметры изделия. Получение корректного структурного конструкторского решения является конечной целью нашего моделирования (об этом речь пойдет позднее).

2. Определение отдельного конструкторского понятия имеет структуру ***Понятие*** <название> <тело понятия> ***Конец*** <название>. Описание конструкторского понятия может сопровождаться иллюстрацией. Иллюстрация никакого отношения к автоматизированной обработке конструкторских данных не имеет, вводится для удобства составителя описания и помогает понять смысл принятых названий и обозначений, проверяя правильность описания конструкторского понятия.

3. Описание тела понятия является основой для автоматизированной обработки и может содержать следующие разделы: состав, параметры, внешние, свойства.

4. Раздел **"состав"** определяет структурные свойства изделия путем фиксации отношения "сборочный узел – элемент сборочного узла". Элемент сборочного узла может быть сборочным узлом или деталью. В приведенном примере описания у конструкторского понятия "сборочная единица" раздел "состав" присутствует, а у обозначающих понятий "корпус", "втулка", "вал" раздел "состав" пуст.

5. Раздел **"параметры"** определяет предметные свойства изделия, т.е. вспомогательные для определяемого конструкторского понятия сущности. В приведенном описании изделия "сборочная единица" параметрами являются размеры деталей. Это объясняется спецификой задач расчета размерных цепей. Примерами не указанных в описании параметров могут быть: скорость вращения вала, приспособление для сборки, применяемая смазка, материал детали, осевая линия и т.п. Элементарными значениями конструкторских понятий из раздела "параметры" являются базовые типы данных компьютера (целый, вещественный, строка).

В целом разделы "состав" и "параметры" всей системы конструкторских понятий являются основой для построения иерархической компонентной модели: структурного конструкторского решения.

6. Раздел **"внешние"** предназначен для поддержки используемого в методике составления описания системы конструкторских понятий принципа: каждое конструкторское понятие "не знает", куда оно будет вставлено. При вставке объемлющее понятие должно передать во вставляемое понятие конкретные значения внешних параметров. Например, в описании понятия "размерная цепь" использованы внешние параметры, а в описании конструкторского понятия "сборочная единица" вводят фактические значения внешних параметров. Внешнему параметру A_1 из понятия "размерная цепь" сопоставляется "Базовая длина из Вал", это указано в описании конструкторского понятия "сборочная единица". Аналогично A_2 сопоставляется "Высота буртика из Втулка" и т.д.

7. Любое описание из разделов "свойства", "параметры", "внешние" имеет вид <**конструкторское имя**> : {<список конструкторских понятий>}.

Например, *Редуктор* : {*цилиндрический, конический, спироидный*}. Эта запись означает, что при создании по описанию конструкторских понятий конкретной конструкции имени "Редуктор" можно со-

поставить любой из перечисленных в фигурных скобках редуктор. Предполагается, что конструкторские понятия "цилиндрический", "конический", "спироидный" имеют соответствующие описания. Использование такого приема позволяет добиться многовариантности конструкторских описаний и использования их для классов изделий. В нашем примере описания системы конструкторских понятий "сборочная единица" такая возможность не продемонстрирована из-за ограниченности объема статьи.

8. Раздел "**свойства**" определяет предикатные свойства изделия, которые задают с помощью логических соотношений. Для примера рассмотрим первое (из пяти) предикатное свойство конструкторского понятия "размерная цепь".

"*Для X : размерная цепь*" представляет собой квантор всеобщности – для любого конструкторского имени X, которым обозначено конструкторское понятие "размерная цепь", необходимо вычислить записанную далее формулу. В абстрактной записи это означает $\forall X \in$ *размерная цепь* $\Phi(X)$. Компоненты формулы $\Phi(X)$ строят из операций (в нашем примере – это "+", "–", "="), терминов, скобок. В рассматриваемой формуле термин "Номинал из Зазор из X" означает следующее. Нужно взять в структурном конструкторском решении обозначаемое переменной X конструкторское понятие "размерная цепь" и найти в нем переменную (конструкторское имя) "Зазор". Переменная "Зазор" является внешним параметром, поэтому нужно выяснить, откуда пришло фактическое значение параметра. Оно пришло из конструкторского понятия "сборочная единица". В ней есть поле "Зазор", обозначающее конструкторское понятие "размер". Теперь нужно взять описание конструкторского понятия "размер", найти в нем имеющее тип "вещественное" поле "Номинал". Таким образом, значением выражения "Номинал из Зазор из X" будет вещественное число, полученное рассмотренным способом. Приведенному свойству в работе [3] соответствует уравнение $A_\Delta = \vec{A}_3 + \vec{A}_4 - \vec{A}_2 - \vec{A}_1 - \vec{A}_5$, определяющее зависимость номинальных размеров в размерной цепи.

9. Любая определяющая предикатное свойство изделия формула вычисляется на построенном структурном конструкторском решении и оставляет в результате ее вычисления значение "истина" (свойство выполняется) или "ложь" (свойство не выполняется). Если все формулы – свойства выполняются, то мы имеем корректно построенную модель конструкции (структурное конструкторское решение).

10. В описаниях предикатных свойств изделия "**сборочная единица**" приведены также тексты сообщений об ошибках. Эти сообщения выдаются автоматизированной системой проектировщику в случае, если в результате вычисления формула получила значение "ложь".

Приведем описание свойств изделия в таблице.

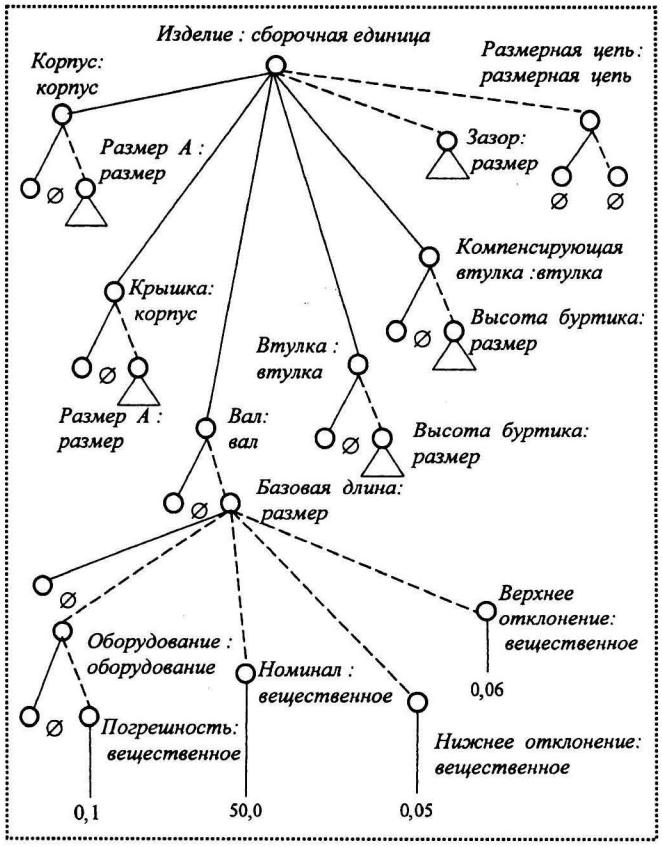
Рассмотрим процессы конструирования. Конечной целью конструирования является получение структурного конструкторского решения, удовлетворяющего свойствам и особенностям изделия, заданным в системе конструкторских понятий. **Структурное конструкторское решение** представляет собой древовидную структуру. Фрагмент структурного конструкторского решения, построенного по приведенному в работе примеру описания системы конструкторских понятий "сборочная единица", показан на рисунке.

Узлы дерева помечены парами вида n:t, где n – конструкторское имя, t – конструкторское понятие. Корневому узлу сопоставлено конструкторское имя "Изделие", которое отсутствует в описании, должно задаваться отдельно и может быть произвольным.

Правило построения структурного конструкторского решения.

Выбирают узел, помеченный парой n:t, затем к выбранному узлу добавляют подчиненные узлы, которые подбирают из разделов "состав" и "параметры" описания конструкторского понятия t. Построение заканчивается, когда "листьями" дерева станут элементарные значения: ∅ (пусто) для компонентов из раздела "состав" и базовые типы данных для компонентов из раздела "параметры". Последним шагом построения структурного конструкторского решения является параметризация. Суть параметризации состоит в выборе значений для базовых типов данных, соответствующих "листьям" структурного конструкторского решения.

На рисунке сплошной линией изображены дуги, обозначающие структурные свойства конструкторского понятия и построенные в соответствии с разделом "состав"; пунктирной линией изображают дуги, обозначающие предметные свойства конструкторского понятия и построенные по разделу "параметры". На рисунке показаны не все поддеревья, соответствующие конструкторскому понятию "размер". Они для краткости изображены треугольниками и должны иметь такой же вид, как и сопоставленное узлу *Базовая длина : размер* поддерево, но при этом будут по-своему параметризованы.



Структурное конструкторское решение

При решении проектных задач используют две задачи: анализа и синтеза структурного конструкторского решения.

Задача анализа состоит в вычислении предикатных свойств изделия на построенном заранее (автоматизированным способом) параметризованном структурном конструкторском решении. Если все свойства выполняются, то полученное параметризованное структурное конструкторское решение считается корректным. Если какое-либо свойство не выполнено, то автоматизированная система выдает приписанное к этому свойству сообщение о допущенной ошибке.

Наибольший научный и практический интерес представляет *задача синтеза* структурного конструкторского решения. При решении задачи синтеза система конструкторских понятий рассматривается как система логических соотношений. Решением системы логических соотношений является множество параметризованных структурных конструкторских решений. Для поиска решения разработаны специальные алгоритмы подбора значений, сопоставляемых конструкторским понятиям. Экспериментальное исследование алгоритмов показало, что они позволяют сократить число шагов в $10^7...10^9$ раз по сравнению с поиском того же решения методом простого перебора.

Поиск допустимых решений системы логических соотношений дает большое число вариантов структурных конструкторских решений. Поэтому для сокращения числа вариантов и повышения эффективности вычислений составляется техническое задание. Содержанием технического задания является уточнение применяемых при поиске решений значений конструкторских понятий. Для пояснения приведем краткий пример пунктов технического задания, которые могут применяться в наших задачах:

***Понятие** сборочная единица*

Номинал из Вал $\in$ [120,0 – 160,0],

Номинал из Зазор = 1,0,

Верхнее отклонение из Вал $\in$ [–0,150 – 0,130].

***Конец** сборочная единица*

***Понятие** оборудование*

Погрешность = 0,2.

***Конец** оборудование.*

В приведенном примере технического задания предписано, что значения некоторых параметров, определенных описанием соответствующих конструкторских понятий, необходимо выбирать из указанных диапазонов; значения других величин задают конкретным числом. Описание технического задания является приоритетным и перекрывает соответствующие назначения описания системы конструкторских понятий. Например, допустимая погрешность оборудования в техническом задании равна 0,2, а в описании системы конструкторских понятий эта величина задана равной 0,1. В этом случае во всех вычислениях будет использоваться значение погрешности 0,2.

Аналогичный прием можно применить и для конструкторских понятий более высокого уровня. Например, если в описании некоторого конструкторского понятия имеется запись вида *Редуктор : {цилиндрический, планетарный, спироидный}*, а в конкретную конструкцию мы хотим включить только малошумные редукторы, то в техническое задание включим пункт: *Редуктор : {спироидный}*. В этом случае применение цилиндрических и планетарных редукторов при поиске структурного конструкторского решения рассматриваться не будет.

Таким образом, варьируя пунктами и значениями величин технического задания, можно сократить число допустимых вариантов структурного конструкторского решения. Возможен также и другой

сценарий. Система конструкторских понятий составлена таким образом, что вообще не допускает ни одного решения. В этом случае необходимо обратиться к эксперту – составителю описания системы конструкторских понятий с требованием ослабить или убрать некоторые предикатные свойства. В общем случае применение предложенного метода предусматривает консерватизм в изменении описания системы конструкторских понятий и гибкость в составлении технического задания.

Рассмотрим постановку задачи расчета размерных цепей на основе приведенного примера описания системы конструкторских понятий "сборочная единица". Постановка задачи формулируется техническим заданием следующего вида.

***Понятие** сборочная единица*

Номинал из Размер А из Корпус ∈ [120,0 – 160,0],

Верхнее отклонение из Размер А из Корпус ∈ ∈ [0,15 – 0,50],

Нижнее отклонение из Размер А из Корпус ∈ ∈ [0,05 – 0,50],

Номинал из Размер А из Крышка ∈ [120,0 – 160,0],

Верхнее отклонение из Размер А из Крышка ∈ ∈ [0,15 – 0,50],

Нижнее отклонение из Размер А из Крышка ∈ ∈ [0,05 – 0,50],

Номинал из Высота буртика из Втулка ∈ [2,0 – – 8,0],

Верхнее отклонение из Высота буртика из Втулка ∈ [–0,2 – 0,1],

Нижнее отклонение из Высота буртика из Втулка ∈ [–0,5 – 0,1],

Номинал из Высота буртика из Компенсирующая втулка ∈ [5,0 – 10,0],

Верхнее отклонение из Высота буртика из Компенсирующая втулка ∈ [0,5 – 0,8],

Нижнее отклонение из Высота буртика из Компенсирующая втулка ∈ [–0,3 – 0,8],

Номинал из Зазор ∈ [0,0 – 0,05],

Верхнее отклонение из Зазор = 0,05,

Нижнее отклонение из Зазор = –0,15.

***Конец** сборочная единица.*

***Понятие** вал*

Номинал из Базовая длина из Вал ∈ [120,0 – 240,0],

Верхнее отклонение из Базовая длина из Вал ∈ ∈ [0,1 – 0,2],

Нижнее отклонение из Базовая длина из Вал ∈ ∈ [–0,1 – 0,3].

***Конец** вал.*

***Понятие** оборудование.*

Погрешность = 0,2.

***Конец** оборудование.*

Авторы не приводят здесь допустимые варианты решения задачи, определенной приведенным техническим заданием, так как их очень много (несколько тысяч). Отметим важную особенность. В теории расчета размерных цепей имеются в настоящее время различные варианты решения задач: полной взаимозаменяемости, пригонки и регулирования. Эти задачи отличаются способами задания исходных данных и получения искомого решения. В нашей методике такое разделение на прямую и обратную задачи не имеет никакого смысла, так как все допустимые решения определяются описанием системы конструкторских понятий и конкретным техническим заданием.

Для использования рассмотренной методики в САПР разработано программное обеспечение. Проведенные эксперименты показали практическую пригодность метода. В настоящее время ведутся работы по решению других задач технологии сборки изделий на основе рассмотренной методики.

Выводы

1. Предлагаемая методика семантического моделирования свойств и особенностей изделия позволяет интегрировать в САПР задачи разработки конструкции и задачи разработки технологических процессов, в том числе и процессов сборки. При этом существенно повышается интеллектуальный уровень САПР за счет возможности обработки смысловой (семантической) информации.

2. Существующие в настоящее время методы расчета размерных цепей могут быть реализованы по единой методике. Для этого необходимо однократно включить описание задачи в систему конструкторских понятий и подобрать оптимальный вариант технического задания на проектирование.

3. Система конструкторских понятий может рассматриваться как способ формального описания и документирования технологий сборки. Для этой цели язык описания системы конструкторских понятий должен быть объявлен стандартом.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Барков И.А.** Интеграция профессиональных знаний в CALS-технологиях на основе конструкторской семантики // Конструкторско-технологическая информатика-2000: труды конгресса. В 2-х томах. Т. 1 / IV международный конгресс. М.: Изд-во "Станкин", 2000. С. 49–51.

2. **Барков И.А.** Конструкторские модели в многозначной логике // Информационная математика. 2001. № 1. С. 212–219.

3. **Технология** сборочного производства в машиностроении: учеб. пособие / И.В. Абрамов, В.Г. Осетров, И.К. Пичугин, Ю.Б. Ярхов; под общ. ред. И.В. Абрамова, В.Г. Осетрова. Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2002. 460 с.

УДК 621.88.084–182.8

Г.Ф. Тютиков, *канд. техн. наук;*
Р.Е. Мартынов *(Пензенский государственный университет)*

Полная взаимозаменяемость втулок при установке с натягом

Рассмотрены вопросы взаимозаменяемости подшипниковых втулок, устанавливаемых по посадкам с натягом в корпусные детали. Решена эта задача как для упругого состояния, так и для упруго-пластического состояния деталей соединения.

Questions of interchangeability bearing the plugs established on landings with a tightness in case details are considered. The problem both for an elastic condition, and for an elastic-plastic condition of details of connection is solved.

Втулки, устанавливаемые по посадкам с натягом в корпусные детали машиностроительных конструкций в виде армирующих элементов или опор подшипников скольжения, находят широкое применение. Взаимозаменяемость втулок обеспечивается только по диаметру, по которому происходит их запрессовка в корпус. Величина и расположение поля допуска в сопряжении с зазором по внутреннему диаметру втулки достигаются дополнительной механической обработкой (пригонкой) после запрессовки. Развитие автоматизированной конвейерной сборки, особенности сборки тяжелых машин, потребности ремонта и другие аспекты машиностроительного производства обусловливают необходимость устранения пригоночных работ и разработки методологии полной взаимозаменяемости подобных соединений.

На рис. 1 показано расположение полей допусков в соединении с зазором по внутреннему диаметру втулки до ее запрессовки в корпус и после запрессовки. Из схемы расположения полей допусков следует, что в процессе запрессовки происходит "усадка" втулки, т.е. уменьшение ее внутреннего диаметра на величину Δ. Техническими требованиями на изготовление соединения должна быть предусмотрена такая схема расположения полей допусков, которая с учетом величины последующей усадки втулки обеспечивала бы зазоры в пределах, определяемых требованиями функциональной взаимозаменяемости соединения с зазором. В соединении полная взаимозаменяемость втулки по наружному и внутреннему диаметрам может быть обеспечена требованиями, предъявляемыми к величине и расположению полей допусков деталей в соединении с зазором, а также требованиями, предъявляемыми к величине и расположению полей допусков в соединении с натягом.

Минимальный зазор в соединении по внутреннему диаметру втулки $S_{\min}$ в системе отверстия

$$S_{\min} = d_{a\,\min} - d_{b\,\max} - \Delta_{\max}, \qquad (1)$$

где $d_{a\,\min}$ – минимальный диаметр отверстия до запрессовки втулки в корпус; $d_{b\,\max}$ – максимальный диаметр вала в соединении с зазором; $\Delta_{\max}$ – максимальное уменьшение отверстия втулки при запрессовке (т.е. усадка при максимальном натяге $N_{\max}$).

Максимальный зазор $S_{\max}$ после запрессовки втулки

$$S_{\max} = d_{a\,\max} - d_{b\,\min} - \Delta_{\min}, \qquad (2)$$

где $\Delta_{\min}$ – уменьшение диаметра отверстия втулки при запрессовке в корпус с минимальным натягом посадки $N_{\min}$.

Если из равенства (2) вычесть равенство (1), получим

$$S_{\max} - S_{\min} = T_a + T_b + (\Delta_{\max} - \Delta_{\min}), \qquad (3)$$

где T_a и T_b – допуски на изготовление диаметра отверстия втулки и диаметра вала соответственно.

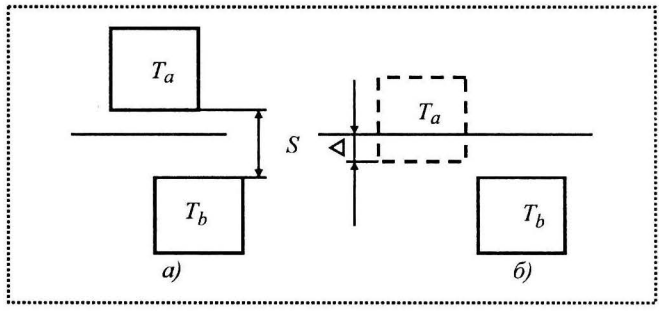


Рис. 1. Расположение полей допусков в соединении втулки с валом:
а – до запрессовки втулки в корпус; *б* – после запрессовки

Величину минимального гарантированного зазора в соединении по внутреннему диаметру втулки и величину допуска на зазор в системе отверстия целесообразно обеспечивать за счет требований к величине и расположению поля допуска на вал. Для формулирования этих требований равенство (1) запишем в следующем виде:

$$S_{\min} = d_{a\,\text{ном}} - d_{b\,\text{ном}} - es - \Delta_{\max}, \quad (4)$$

где $d_{a\,\text{ном}}$ и $d_{b\,\text{ном}}$ – номинальные диаметры отверстия втулки и вала соответственно; es – верхнее отклонение вала.

Учитывая, что номинальные диаметры отверстия и вала в сопряжении равны, из уравнения (4) получим условие, определяющее верхнюю границу поля допуска вала

$$es \le -(S_{\min} + \Delta_{\max}). \quad (5)$$

Условие, определяющее величину поля допуска вала с учетом уменьшения диаметра втулки при запрессовке в корпус (3):

$$T_b \le (S_{\max} - S_{\min}) - (\Delta_{\max} - \Delta_{\min}) - T_a. \quad (6)$$

Неравенства (5) и (6) будут определять величину и расположение поля допуска вала в соединении.

Значения $S_{\max}$ и $S_{\min}$ должны соответствовать условиям эксплуатации и функциональным параметрам соединения или приближенным к ним значениям стандартных посадок. Наиболее сложную часть поставленной задачи представляет оценка с достаточной точностью параметров $\Delta_{\max}$ и $\Delta_{\min}$. Анализ условия (6) показывает, что если величина $\Delta_{\max} - \Delta_{\min}$ окажется достаточно значимой, то правая часть неравенства может быть весьма малой, что будет определять высокие требования к точности изготовления вала. Для расширения допуска на изготовление вала можно рекомендовать уменьшить допуск на изготовление отверстия втулки, а посадку с натягом по наружному диаметру втулки выбирать на один квалитет точнее, чем соединение с зазором по внутреннему диаметру.

Полную взаимозаменяемость деталей соединения с зазором можно также обеспечивать с учетом требований к величине поля допуска отверстия втулки. Допуск на изготовление отверстия втулки в системе отверстия должен при этом удовлетворять условию

$$T_a \le (S_{\max} - S_{\min}) - (\Delta_{\max} - \Delta_{\min}) - T_b, \quad (7)$$

и по-прежнему $es \le -(S_{\min} + \Delta_{\max})$.

В системе вала необходимые зазоры в соединении удобно обеспечивать путем предъявления требований к величине и расположению поля допуска отверстия втулки. Из рассмотрения в системе вала расположения полей допусков в соединении с зазором до запрессовки и после запрессовки следует:

$$S_{\min} = d_{a\,\text{ном}} + EI - d_{b\,\text{ном}} - \Delta_{\max}, \quad (8)$$

где EI – нижнее отклонение отверстия втулки.

Таким образом, расположение поля допуска отверстия втулки должно удовлетворять условию

$$EI \ge S_{\min} + \Delta_{\max}. \quad (9)$$

Величину поля допуска отверстия будем задавать неравенством (7). Определив величину EJ из неравенства (9), значение поля допуска на изготовление отверстия можно взять произвольно, несколько отступая от рекомендаций, устанавливаемых неравенством (7). В таком случае полную взаимозаменяемость в соединении с зазором следует обеспечивать требованиями к допуску на изготовление вала в соответствии с неравенством (6).

В общем случае следует иметь в виду, что взаимозаменяемости в соединении с зазором можно достигать путем ограничения разницы $\Delta_{\max} - \Delta_{\min}$, что будет определять величины максимального и минимального натягов в соединении с натягом по наружному диаметру втулки. Для установления зависимости между значением Δ на внутреннем диаметре втулки и величиной натяга в соединении по наружному диаметру следует рассмотреть деформацию корпуса и втулки в процессе сборки.

Большинство конструкций корпусов можно отнести к *двум видам*:

К виду (А) относятся корпуса коробчатой формы, полученные из литых или штампосварных заготовок. Отверстие под запрессовку втулки расположено в одной из плоскостей корпуса на достаточном удалении от ее границ.

К виду (Б) относятся корпуса цилиндрической, осесимметрической формы в виде труб, полых валов, ступиц, дисков и т.п. (рис. 2).

Для решения задачи о деформации деталей соединения с натягом в процессе сборки необходимо располагать сведениями о характере их деформирования, которое может быть упругим, упругопластическим или пластическим. Анализ параметрических особенностей соединений в корпусах вида А позволяет выделить три возможных состояния, в каждом из которых корпус деформируется

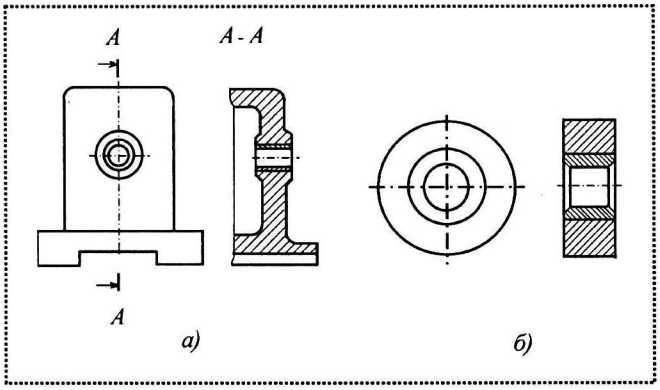


Рис. 2. Разновидности конструкций корпусных деталей: *а* – вид А; *б* – вид Б

упруго, а втулка может деформироваться упруго, упругопластически или пластически.

Установлено [1], что каждое из перечисленных деформированных состояний имеет место только тогда, когда натяг в соединении удовлетворяет характерному для этого состояния неравенству:

при упругой деформации втулки

$$\frac{N}{D} \le p'_{\text{вт}} \frac{C_{\text{к}}}{E_{\text{к}}} + \varepsilon_{T\,\text{вт}} \frac{d_a^2}{D^2}, \qquad (10)$$

при упругопластической деформации втулки

$$p'_{\text{вт}} \frac{C_{\text{к}}}{E_{\text{к}}} + \varepsilon_{T\,\text{вт}} \frac{d_a^2}{D^2} \le \frac{N}{D} < p''_{\text{вт}} \frac{C_{\text{к}}}{E_{\text{к}}} + \varepsilon_{T\,\text{вт}}, \qquad (11)$$

при пластической деформации втулки

$$p'_{\text{вт}} \frac{C_{\text{к}}}{E_{\text{к}}} + \varepsilon_{T\,\text{вт}} \le \frac{N}{D} < p'_{\text{к}} \frac{C''_{\text{вт}}}{E_{\text{вт}}} + \varepsilon_{T\,\text{к}}, \qquad (12)$$

где $p'_{\text{к}}$ и $p'_{\text{вт}}$ – контактные давления, при которых начинают появляться пластические деформации в корпусе и во втулке соответственно [2]; $p''_{\text{вт}}$ – контактное давление, при котором пластические деформации охватывают весь объем втулки [2]; $E_{\text{к}}$, $E_{\text{вт}}$ – модули упругости; $\varepsilon_{T\text{к}}$, $\varepsilon_{T\text{вт}}$ – деформации, соответствующие пределам упругости материалов корпуса и втулки; $C_{\text{к}}$, $C''_{\text{вт}}$ – параметры, характеризующие радиальную податливость корпуса при упругой деформации и радиальную податливость втулки при пластической деформации [2].

Для соединений корпусов со втулками вида (Б) приведенные неравенства (10), (11), (12) также справедливы, т.е. при натяге в соединении, удовлетворяющем этим неравенствам, цилиндрический корпус деформируется упруго, а втулка, соответственно, упруго, упругопластически или пластически.

Отличие в данном случае будет заключено в определении параметра $C_{\text{к}}$. Для соединений конструкций вида А и вида Б величина $C_{\text{к}}$ определяется из следующих равенств:

для вида А

$$C_{\text{к}} = 1 + \mu_{\text{к}};$$

для вида Б

$$C_{\text{к}} = \frac{1 + \dfrac{D^2}{d_2^2}}{1 - \dfrac{D^2}{d_2^2}} + \mu_{\text{к}},$$

где $\mu_{\text{к}}$ – коэффициент Пуассона для материала корпуса; d_2 – наружный диаметр цилиндрического корпуса.

Отличительной особенностью соединений вида Б от вида А является осесимметричный характер деформации корпуса, что позволяет допустить возможность появления в корпусе при сборке соединения упругопластических деформаций. Таким образом, в соединениях вида Б могут возникать шесть сочетаний напряженно-деформированных состояний втулки и корпуса. Корпус может деформироваться упруго или упругопластически, а втулка упруго, упругопластически или пластически.

Установлено [1], что интервалы существования натягов, при которых осесимметричный корпус деформируется упругопластически, а втулка, запрессованная в него, упруго, упругопластически и пластически, имеют вид:

- втулка деформируется упруго

$$p'_{\text{к}} \frac{C_{\text{вт}}}{E_{\text{вт}}} + \varepsilon_{T\text{к}} \le \frac{N}{D} < p'_{\text{вт}} \frac{C'_{\text{к}}}{E_{\text{к}}} + \varepsilon_{T\,\text{вт}} \frac{d_2^2}{D^2}; \qquad (13)$$

- втулка деформируется упругопластически

$$p'_{\text{к}} \frac{C'_{\text{вт}}}{E_{\text{вт}}} + \varepsilon_{T\,\text{к}} \le \frac{N}{D} < p''_{\text{вт}} \frac{C'_{\text{к}}}{E_{\text{к}}} + \varepsilon_{T\,\text{вт}}; \qquad (14)$$

- втулка деформируется пластически

$$p''_{\text{к}} \frac{C''_{\text{вт}}}{E_{\text{вт}}} + \varepsilon_{T\,\text{к}} \frac{d_a^2}{D^2} \ge \frac{N}{D} \ge p''_{\text{вт}} \frac{C'_{\text{к}}}{E_{\text{к}}} + \varepsilon_{T\,\text{к}}, \qquad (15)$$

где $C'_{\text{к}}$ и $C'_{\text{вт}}$ – параметры, характеризующие радиальную податливость соответственно корпуса и втулки при упругопластическом характере их деформирования; $p''_{\text{к}}$ – контактное давление, при котором в корпусе исчезает зона упругих деформаций

и по всему сечению втулки распространяется пластическая деформация [2].

Опуская математические вычисления, зависимости для расчета величины усадки Δ можно представить равенствами, приведенными в таблице.

Пример расчета. Бронзовую втулку (БрОС 5-25) с наружным диаметром ∅ 46 мм запрессовывают в чугунный корпус (чугун СЧ25) по посадке с натягом ∅ 46H6/s6 (N_{max} = 59 мкм; N_{min} = 27 мкм).

Величина уменьшения натяга за счет среза микронеровностей при запрессовке по N_{max} будет составлять 7 мкм, при запрессовке по N_{min} – 5 мкм. Таким образом, эффективный максимальный натяг N^*_{max} = 52 мкм, эффективный минимальный натяг N^*_{min} = 22 мкм.

Механические характеристики
материала корпуса:
предел текучести $\sigma_{Tк}$ = 260 МПа;
$E_к = 1{,}9 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_к$ = 0,23;
материала запрессовываемой втулки:
предел текучести $\sigma_{Tвт}$ = 80 МПа;
временное сопротивление $\sigma_{Bвт}$ = 120 МПа;
$E_{вт} = 7{,}5 \cdot 10^4$ МПа;
$\mu_{вт}$ = 0,31;
параметр упрочнения $\lambda_{вт} = 1 - E_T/E = 0{,}96$.

По внутреннему диаметру втулки после запрессовки должно быть обеспечено соединение с зазором, соответствующее посадке $\varnothing 38 \frac{H8}{e8}$. Требуется определить величину и расположение поля допуска на изготовление вала таким образом, чтобы с учетом деформации втулки при ее запрессовке в корпус в соединении с зазором по внутреннему диаметру были обеспечены минимальный S_{min} и максимальный S_{max} зазоры, соответствующие посадке $\varnothing 38 \frac{H8}{e8}$.

Определим характер деформации корпуса и втулки при эффективных значениях максимального и минимального натягов. Для этого проверим неравенство (11). Расчетами установлено, что $p'_{вт}$ = = 14 МПа, $p''_{вт}$ = 16,9 МПа, $C_к$ = 1,23, $\varepsilon_{Tвт} = 1{,}07 \cdot 10^{-3}$.

Таким образом, левая часть неравенства (11)

$$p'_{вт} \frac{C_к}{E_к} + \varepsilon_{T\,вт} \frac{d_a^2}{D^2} = 0{,}82 \cdot 10^{-3},$$

правая часть неравенства

$$p''_{вт} \frac{C_к}{E_к} + \varepsilon_{T\,вт} = 1{,}18 \cdot 10^{-3}.$$

Следовательно, при N_{max} неравенство (11) справедливо

$$0{,}82 \cdot 10^{-3} < \frac{N_{max}}{D} = 1{,}13 \cdot 10^{-3} < 1{,}18 \cdot 10^{-3}.$$

При запрессовке втулки в корпус с минимальным натягом выполняется неравенство

$$\frac{N_{min}}{D} = 0{,}48 \cdot 10^{-3} < p'_{вт} \frac{C_к}{E_к} + \varepsilon_{T\,вт} \frac{d_a^2}{D^2} = 0{,}82 \cdot 10^{-3}.$$

Приведенные результаты свидетельствуют о том, что при максимальном натяге запрессовки корпус деформируется упруго, а втулка – упругопластически, при минимальном натяге обе детали соединения с натягом деформируются упруго.

Таким образом, величину усадки Δ внутреннего диаметра втулки при N_{max} следует определять по формуле (2) таблицы; при N_{min} – по формуле (1) таблицы.

Расчетами по указанным формулам устанавливаем Δ_{max} = 47 мкм; Δ_{min} = 21 мкм.

Формулы для определения усадки Δ

Вид корпуса	Характер деформирования деталей соединения	Формула для определения
А и Б	Корпус и втулка деформируются упруго	$\Delta = \frac{2pd_a}{E_{вт}\left(1 - \frac{d_a^2}{D^2}\right)}$ (1)
	Корпус деформируется упруго, втулка – упругопластически	$\Delta = 1{,}1\varepsilon_{T\,вт} \frac{d_{T\,вт}^2}{d_a} \nu$ (2)
	Корпус деформируется упруго, втулка – пластически	$\Delta = 1{,}1\varepsilon_{T\,вт}\, d_a F_{вт}\, \nu$ (3)
Б	Корпус деформируется упругопластически, втулка – упруго	$\Delta = \frac{2pd_a}{1 - \frac{d_a^2}{D^2}}$ (4)
	Корпус и втулка деформируются упругопластически	$\Delta = 1{,}1\varepsilon_{T\,вт} \frac{d_{T\,вт}^2}{d_a} \nu$ (5)
	Корпус деформируется упругопластически, втулка – пластически	$\Delta = 1{,}1\varepsilon_{T\,вт}\, d_a F'_{вт}\, \nu$ (6)

Обозначения: $d_{Tвт}$ – диаметр окружности во втулке, разделяющий зону упругих и зону пластических деформаций [3]; $F_{вт}$, $F'_{вт}$ – параметры, зависящие от свойств материалов деталей, их конструктивных размеров и величины натяга [2]; ν – коэффициент, учитывающий сжимаемость материала втулки при деформации.

Определяем по формулам (5) и (6) верхнее отклонение и допуск (мкм) на изготовление вала

$$es \le -(S_{\min} + \Delta_{\max}) = -(50+47) = -97;$$

$$T_b \le (S_{\max} - S_{\min}) - (\Delta_{\max} - \Delta_{\min}) - T_a = 78 - 26 - 39 = 13.$$

Следовательно, размер вала в соединении с зазором необходимо задать следующим образом: $\varnothing 38^{-0,097}_{-0,110}$. Требования к точности изготовления вала можно снизить, повысив точность изготовления отверстия во втулке. Если отверстие изготовить по 7-му квалитету точности (T_a = 25 мкм), то допуск на изготовление вала будет составлять T_b = = 78 – 26 – 25 = 27 мкм, что соответствует 7-му квалитету точности. Размер вала в этом случае будет задан следующим образом: $\varnothing 38^{-0,097}_{-0,124}$.

Вывод

Представленная методика позволяет во многих случаях обеспечить взаимозаменяемость описанных узлов на стадии их проектирования и отказаться от пригоночных работ.

Список литературы

1. **Тютиков Г.Ф.** Контактное давление в соединениях с натягом за пределом упругости металлов // Технология металлов. 2002. № 3. С. 17–21.

2. **Тютиков Г.Ф.** О проектировании соединений с натягом: сб. науч. трудов. Минск: "Вышэйшая школа". 1990. № 15. С. 130–134.

3. **Тютиков Г.Ф.** Цилиндрические соединения с большим натягом // Вестник машиностроения. 1987. № 12. С. 15–19.

СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

***Боковой зазор** между нерабочими профилями зубьев сопряженных колес регламентируется видом сопряжения звеньев зубчатой передачи и видом допуска на боковой зазор; боковой зазор определяет мертвый ход передачи. Для цилиндрических зубчатых передач с нерегулируемым и регулируемым расположением осей виды сопряжений и виды допуска устанавливаются в соответствии с табл. 1. Для нерегулируемых передач установлено пять классов отклонений межосевого расстояния, обозначенных в порядке убывания точности цифрами II...IV, которые обеспечивают сопряжения вида соответственно от H, E до A по ГОСТ 1643–81 и соответственно от H до D по ГОСТ 9178–81 (табл. 2).*

1. Соответствие видов сопряжения, видов допусков на боковой зазор, классов отклонений межосевого расстояния и степеней точности по нормам плавности

m, мм	Вид сопряжения							
	A	B	C	D	E	F	G	H
$m \ge 1$	Вид допуска							
	a	b	c	d	h	–	–	h
	Класс отклонений межосевого расстояния							
	VI	V	IV	III	II	–	–	II
	Степень точности по нормам плавности							
	3–12	3–11	3–9	3–8	3–7	–	–	3–7
$m > 1$	Вид допуска							
	a	b	c	e	e	f	g	h
	Класс отклонений межосевого расстояния							
	–	–	–	IV	V	IV	III	II
	Степень точности по нормам плавности							
m от 0,1 до 0,5	3–12	3–12	3–11	3–10	3–10	3–10	3–8	3–7
m св. 0,5 до <1,0	3–12	3–12	3–12	3–12	3–12	3–10	3–8	3–7

Примечания: 1. Для зубчатых колес с модулем $m \le 0,3$ мм необходимо производить проверку коэффициента перекрытия ε_α.

2. В рамках, обведенных двойными линиями, – виды допуска и степени точности по нормам плавности, рекомендуемые для зубчатых колес $m < 1$ мм.

2. Гарантированный боковой зазор $j_{n\,\min}$ для зубчатых колес $m < 1$ мм

Вид сопряжения	Межосевое расстояние, мм									
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
H	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
G	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25
F	10	11	13	16	19	22	25	29	32	36
E	16	18	21	25	30	35	40	46	52	57
D	22	27	33	39	46	54	63	70	81	89
C	36	42	52	63	74	87	100	115	130	140
B	60	70	86	103	120	140	160	185	210	230
A	90	114	138	164	190	220	250	290	320	360

Примечание. Значения гарантированного бокового зазора в рамке, обведенной двойными линиями, – рекомендуемое дополнение к ГОСТ 9178–81.

В.Д. Гвоздев, *канд. техн. наук*
(Московский государственный университет путей сообщения)

Размерные цепи: расчет размеров компенсаторов

Предельные размеры компенсаторов при расчете размерных цепей методом регулирования должны назначаться с учетом не только внутренних, но и внешних границ диапазона регулирования. Значение шага градации номинальных размеров компенсаторов должно быть согласовано с величиной допуска размера и, в частном случае, с принимаемыми значениями предельных отклонений.

При расчетах размерных цепей (РЦ) методами регулирования и пригонки допуски составляющих звеньев не вычисляют, а назначают расширенными и экономически обоснованными. В процессе сборки изделия требуемая точность замыкающего звена РЦ достигается изменением значения одного из составляющих звеньев, называемого **компенсирующим звеном**. Деталь (совокупность деталей), размер которой принят в качестве компенсирующего звена, называют **компенсатором**.

В методе регулирования РЦ изменение значения компенсирующего звена производят без удаления материала с компенсатора, а в методе пригонки – с удалением материала с компенсатора.

Задача расчета размерной цепи методом регулирования состоит в определении предельных значений (границ диапазона регулирования) компенсирующего звена при использовании подвижных компенсаторов (при непрерывном регулировании) и предельных размеров компенсаторов при дискретном (шаговом) регулировании неподвижными компенсаторами.

Реализовать этот метод можно из-за необоснованности или спорности некоторых положений [1], а также из-за отсутствия рекомендаций в части выбора предельных размеров компенсаторов [2, 3].

Приведем формулы для вычисления предельных значений компенсирующего звена применительно к линейной РЦ.

Между предельными значениями звеньев РЦ применительно к рассматриваемым методам существует взаимосвязь, если:

- компенсирующее звено уменьшающее,

$$A_{\Delta\,\max} = \sum_{i=1}^{n} \vec{A}_{i\,\max} - \sum_{n+1}^{m-2} \overleftarrow{A}_{i\,\min} - \overleftarrow{A}_{k\,\max 1},$$

$$A_{\Delta\,\min} = \sum_{i=1}^{n} \vec{A}_{i\,\min} - \sum_{n+1}^{m-2} \overleftarrow{A}_{i\,\max} - \overleftarrow{A}_{k\,\min 1},$$

- компенсирующее звено увеличивающее,

$$A_{\Delta\,\max} = \sum_{i=1}^{n-1} \vec{A}_{i\,\max} - \sum_{n+1}^{m-1} \overleftarrow{A}_{i\,\min} + \vec{A}_{k\,\min 1},$$

$$A_{\Delta\,\min} = \sum_{i=1}^{n-1} \vec{A}_{i\,\min} - \sum_{n+1}^{m-1} \overleftarrow{A}_{i\,\max} + \vec{A}_{k\,\max 1},$$

где m – общее число звеньев в размерной цепи;

n – число увеличивающих звеньев, A – размеры и звенья;

$\rightarrow$ – увеличивающие звенья;

$\leftarrow$ – уменьшающие звенья;

Δ – замыкающее звено;

k – компенсирующее звено;

max и min – соответственно наибольшие и наименьшие предельные значения звеньев.

Применительно к компенсирующему звену индекс min используем для значений, относящихся к нижней границе диапазона регулирования, индекс max – для значений, относящихся к верхней границе диапазона регулирования.

Однако необходимо принять во внимание следующий вариант записи:

- если компенсирующее звено уменьшающее,

$$A_{\Delta\,\min} = \sum_{i=1}^{n} \vec{A}_{i\,\max} - \sum_{n+1}^{m-2} \overleftarrow{A}_{i\,\min} - \overleftarrow{A}_{k\,\max 2},$$

$$A_{\Delta\,\max} = \sum_{i=1}^{n} \vec{A}_{i\,\min} - \sum_{n+1}^{m-2} \overleftarrow{A}_{i\,\max} - \overleftarrow{A}_{k\,\min 2};$$

- если компенсирующее звено увеличивающее,

$$A_{\Delta\,\min} = \sum_{i=1}^{n-1} \vec{A}_{i\,\max} - \sum_{n+1}^{m-1} \overleftarrow{A}_{i\,\min} + \vec{A}_{k\,\min 2},$$

$$A_{\Delta\,\max} = \sum_{i=1}^{n-1} \vec{A}_{i\,\min} - \sum_{n+1}^{m-1} \overleftarrow{A}_{i\,\max} + \vec{A}_{k\,\max 2}.$$

Вычисляя предельные граничные значения компенсирующего звена, получим:

♦ для увеличивающего звена

$$\vec{A}_{k\,\min 1} = A_{\Delta\,\max} - \left(\sum_{i=1}^{n-1}\vec{A}_{i\,\max} - \sum_{n+1}^{m-1}\overleftarrow{A}_{i\,\min}\right),$$

$$\vec{A}_{k\,\max 1} = A_{\Delta\,\min} - \left(\sum_{i=1}^{n-1}\vec{A}_{i\,\min} - \sum_{n+1}^{m-1}\overleftarrow{A}_{i\,\max}\right),$$

$$\vec{A}_{k\,\min 2} = A_{\Delta\,\min} - \left(\sum_{i=1}^{n-1}\vec{A}_{i\,\max} - \sum_{n+1}^{m-1}\overleftarrow{A}_{i\,\min}\right),$$

$$\vec{A}_{k\,\max 2} = A_{\Delta\,\max} - \left(\sum_{i=1}^{n-1}\vec{A}_{i\,\min} - \sum_{n+1}^{m-1}\overleftarrow{A}_{i\,\max}\right);$$

♦ для уменьшающего звена

$$\overleftarrow{A}_{k\,\max 1} = \sum_{i=1}^{n}\vec{A}\,A_{i\,\max} - \sum_{n+1}^{m-2}\overleftarrow{A}_{i\,\min} - A_{\Delta\,\max},$$

$$\overleftarrow{A}_{k\,\min 1} = \sum_{i=1}^{n}\vec{A}_{i\,\min} - \sum_{n+1}^{m-2}\overleftarrow{A}_{i\,\max} - A_{\Delta\,\min},$$

$$\overleftarrow{A}_{k\,\max 2} = \sum_{i=1}^{n}\vec{A}_{i\,\max} - \sum_{n+1}^{m-2}\overleftarrow{A}_{i\,\min} - A_{\Delta\,\min},$$

$$\overleftarrow{A}_{k\,\min 2} = \sum_{i=1}^{n}\vec{A}_{i\,\min} - \sum_{n+1}^{m-2}\overleftarrow{A}_{i\,\max} - A_{\Delta\,\max}.$$

Соотношение и разница значений $A_{k\,\min 1}$, $A_{k\,\min 2}$, $A_{k\,\max 1}$, $A_{k\,\max 2}$ не зависят от того, каким является компенсирующее звено – увеличивающим или уменьшающим:

$$TA_{k\,\min} = A_{k\,\min 1} - A_{k\,\min 2} = A_{\Delta\,\max} - A_{\Delta\,\min} = TA_{\Delta},$$

$$TA_{k\,\max} = A_{k\,\max 2} - A_{k\,\max 1} = A_{\Delta\,\max} - A_{\Delta\,\min} = TA_{\Delta},$$

где $TA_k = TA_{k\,\max} = TA_{k\,\min} = TA_{\Delta}$ – технологический допуск компенсирующего звена.

Таким образом, значение TA_{Δ} не только определяет требования к точности замыкающего звена, но и задает требования к точности и шагу регулирования t размера компенсатора – они не должны превышать значения допуска замыкающего звена $TA_k = TA_{\Delta}$.

Исходя из соотношений $A_{k\,\min 2} < A_{k\,\min 1}$ и $A_{k\,\max 1} < A_{k\,\max}$, назовем $A_{k\,\min 1}$ и $A_{k\,\max 1}$ внутренними границами диапазона регулирования, а $A_{k\,\min 2}$ и $A_{k\,\max 2}$ – внешними границами диапазона регулирования.

Значения $A_{k\,\min 1}$, $A_{k\,\min 2}$, $A_{k\,\max 1}$, $A_{k\,\max 2}$ и TA_{Δ} являются исходной информацией для определения конструктивных параметров подвижного компенсатора.

При использовании неподвижных компенсаторов возможны два случая регулирования:

■ подбор деталей по градации размеров;

■ комплектование набора деталей, являющихся компенсаторами.

Подбор деталей по градации размеров

Максимальное значение шага регулирования при замене детали одной ступени градации на деталь следующей ступени градации будет равно

$$t_{\max} = h_{i+1\,\max} - h_{i\,\min} = [h_{i+1} + ES(h)] - [h_i - EI(h)] = \\ = (h_{i+1} - h_i) + [ES(h) - EI(h)] = \Delta h + Th, \quad (1)$$

где h_i, h_{i+1} – номинальные размеры компенсатора для ступеней градации соответственно i и $i + 1$;

$h_{i\,\min}$, $h_{i+1\max}$ – соответственно наименьший и наибольший предельные размеры компенсатора;

$ES(h)$, $EI(h)$ – соответственно верхнее и нижнее предельные отклонения размеров компенсатора;

Δh – шаг градации номинальных размеров компенсатора;

Th – допуск размера компенсатора.

Тогда шаг градации номинальных размеров компенсатора будет равен

$$\Delta h = t_{\max} - Th. \quad (2)$$

Из (2) следует, что увеличение допуска на изготовление компенсатора может быть скомпенсировано уменьшением шага градации.

Минимальное значение шага регулирования

$$t_{\min} = h_{i+1\,\min} - h_{i\,\max} = [h_{i+1} + EI(h)] - [h_i + ES(h)] = \\ = (h_{i+1} - h_i) + [EI(h) - ES(h)] = \Delta h - Th.$$

Ограничим минимальное значение шага условием $t_{\min} > 0$. Получим $\Delta h > Th$ или с учетом зависимости (2) $\Delta h > t_{\max}/2$ соответственно, $Th < t_{\max}/2$.

Требуемое число ступеней градации номинальных размеров компенсатора для обеспечения всего диапазона регулирования

$$N \geq \frac{A_{k\,\max 1} - h_1 + Th}{\Delta h} + 1 = \frac{A_{k\,\max 1} - h_1 + Th}{t_{\max} - Th} + 1, \quad (3)$$

где +1 учитывает I ступень градации, которой является номинальный размер h_1.

Для сокращения номенклатуры компенсаторов целесообразно стремиться к уменьшению числа N. Достижению этой цели будут способствовать:

○ увеличение шага регулирования (следует принимать $t_{\max} = TA_{\Delta}$, тогда $Th < TA_{\Delta}/2$);

○ уменьшение допуска на размер компенсатора Th;

○ обеспечение значений $h_1 \approx A_{k\,\min 1}$ и $h_N \approx A_{k\,\max 1}$ (при соблюдении условий $A_{k\,\min 2} \le h_1 \le A_{k\,\min 1}$ и $A_{k\,\max 2} \ge h_N \ge A_{k\,\max 1}$).

В практических расчетах нет необходимости в вычислении числа ступеней градации, оно получится в процессе записи размеров от h_1 до h_N.

Рассмотрим числовой пример применительно к конструкции (рис. 1, а) и исходным данным, приведенным в [1].

В размерной цепи в качестве компенсатора принято:

• проставочное кольцо, толщина которого h является компенсирующим звеном A_k;

• звенья A_1 = 35 мм и A_k = 5 мм уменьшающие;

• звено A_2 = 40 мм увеличивающее;

• $A_\Delta = 0^{+0,2}$ (зазор между деталями) – замыкающее звено.

Проверяем условие замкнутости

$$A_\Delta = \vec{A}_2 - \overleftarrow{A}_1 - \overleftarrow{A}_k = 40 - 35 - 5 = 0.$$

Назначаем допуски и предельные отклонения составляющих звеньев:

♦ TA_1 = IT12 = 0,25 мм, TA_2 = IT13 = 0,39 мм;

♦ для звена A_1 (расстояние между наружными поверхностями) – поле допуска основного вала $es(A_1) = 0$ и $Ti(A_1) = -TA_1 = -0,25$ мм;

♦ для звена A_2 (расстояние между внутренними поверхностями) – поле допуска основного отверстия $EI(A_2) = 0$ и $ES(A_2) = +TA_2 = +0,39$ мм.

Вычисляем предельные значения компенсирующего звена, мм:

$$\overleftarrow{A}_{k\,\max 1} = \vec{A}_{2\,\max} - \overleftarrow{A}_{1\,\min} - A_{\Delta\,\max} = 40,39 - 34,75 - 0,2 = 5,44,$$

$$\overleftarrow{A}_{k\,\min 1} = \vec{A}_{2\,\min} - \overleftarrow{A}_{1\,\max} - A_{\Delta\,\min} = 40 - 35 - 0 = 5,$$

$$\overleftarrow{A}_{k\,\max 2} = \vec{A}_{2\,\max} - \overleftarrow{A}_{1\,\min} - A_{\Delta\,\min} = 40,39 - 34,75 - 0 = 5,64,$$

$$\overleftarrow{A}_{k\,\min 2} = \vec{A}_{2\,\min} - \overleftarrow{A}_{1\,\max} - A_{\Delta\,\max} = 40 - 35 - 0,2 = 4,8.$$

Назначаем:

• допуск размера проставочного кольца из условия $Th < TA_\Delta/2 = 0,2/2 = 0,1$ мм;

• для интервала размеров свыше 3 мм и до 6 мм, в котором находится номинальное значение компенсирующего звена, заданному условию удовлетворяют стандартные допуски по 11 квалитету и менее, примем Th = IT11 = 0,075 мм;

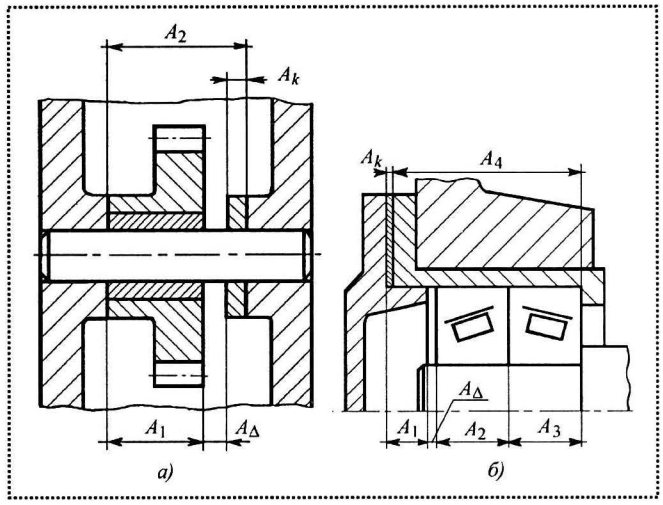


Рис. 1. Примеры расчета размерной цепи

• шаг регулирования назначим предварительно $t_{\max} = TA_\Delta = 0,2$ мм;

• шаг градации будет $\Delta h_{\max} = t_{\max} - Th = 0,2 - 0,075 = 0,125$ мм, $\Delta h_{\min} > T_{\max}/2 = 0,2/2 = 0,1$ мм;

• примем $\Delta h = 0,12$ мм;

• толщина кольца в сопряжении является валом, поэтому для него принимаем поле допуска основного вала $h11$ с отклонениями $es(h) = 0$ и $ei(h) = -Th$.

В соответствии с вышеприведенными соображениями ($h_1 \approx A_{k\,\min 1}$ при $A_{k\,\min 2} \le h_1 \le A_{k\,\min 1}$) устанавливаем следующие *ступени градации размеров,* мм,

• I ступень – $h_1 = 5\ h11 = 5_{-0,075}$;

• II ступень – $h_2 = 5,12\ h11 = 5,12_{-0,075}$;

• III ступень – $h_3 = 5,24\ h11 = 5,24_{-0,075}$;

• IV ступень – $h_4 = 5,36\ h11 = 5,36_{-0,075}$;

• V ступень – $h_5 = 5,48\ h11 = 5,48_{-0,075}$;

• VI ступень – $h_6 = 5,6\ h11 = 5,6_{-0,075}$.

Размер кольца VI ступени градации удовлетворяет условию, мм,

$$A_{k\,\max 2} = 5,44 \ge h_6 \ge A_{k\,\max 1} = 5,64.$$

Полученное число ступеней соответствует расчетному значению, полученному по формуле (3):

$$N \ge (5,44 - 5 + 0,075)/0,12 + 1 = 5,3$$

с округлением до целого значения $N = 6$.

Если принять значение допуска Th = IT10 = = 0,048 мм и шаг градации $\Delta h = 0,15$ мм, то число ступеней градации уменьшится до пяти (I ступень): $h_1 = 5\ h10_{(-0,048)}$; $h_2 = 5,15\ h10$; $h_3 = 5,3\ h10$; $h_4 = 5,45\ h10$; $h_5 = 5,6\ h10$.

При Th = IT9 = 0,03 мм и $\Delta h = 0,17$ мм получим $N = 4$ и дальнейшее уменьшение допуска компен-

сирующего звена не приводит к уменьшению числа ступеней градации размеров.

Максимальное значение допуска Th при заданном значении N и $t_{\max} = TA_{\Delta}$ можно определить из формулы (3)

$$Th_{N\max} = [(N-1)TA_{\Delta} - (A_{k\max 1} - h_1)]/N.$$

Комплектование набора деталей, являющихся компенсаторами

При реализации этого способа регулирования в качестве компенсаторов используют наборы прокладок, колец, шайб, пластин и других деталей. Для их наименования примем общий термин – **прокладка**.

Регулирование прокладками может быть реализовано с использованием постоянной прокладки и без нее.

Постоянную прокладку при сборке узла устанавливают сразу и при регулировании не снимают. Размеры постоянной прокладки $A_{\text{п}}$ должны удовлетворять условию $A_{k\min 2} \le A_{\text{п}} \le A_{k\min 1}$.

Если принять размер постоянной прокладки $A_{\text{п}\max} > A_{k\min 1}$, то при сборке возможен некомпенсируемый выход значения замыкающего звена за границу поля допуска.

При значении $A_{\text{п}} < A_{k\min 2}$ (допустимый вариант) потребуется дополнительная прокладка для компенсации уменьшенного значения размера постоянной прокладки.

Вместо постоянной прокладки можно использовать набор сменных прокладок. Однако при этом увеличивается общее число прокладок в сборочной единице, что зачастую неудобно по технологическим соображениям или неприемлемо по конструктивным соображениям.

Использование постоянной прокладки в конструкции сборочной единицы можно исключить путем корректировки номинальных значений компенсирующего звена и одновременно любого из составляющих звеньев при соблюдении условия замкнутости размерной цепи. Номинальное значение компенсирующего звена уменьшаем на величину $A_{\text{п}}$ (любое удобное значение в интервале $A_{k\min 2} \ldots A_{k\min 1}$).

Для уменьшения максимального числа прокладок в сборочной единице предпочтительно принимать значение $A_{\text{п}}$ ближе к значению $A_{k\min 1}$ (можно принять $A_{\text{п}} = A_{k\min 1}$). Пересчитываем граничные значения диапазона регулирования, вычитая из ранее вычисленных значений $A_{k\min 2}$, $A_{k\min 1}$, $A_{k\max 1}$ и $A_{k\max 2}$ величину $A_{\text{п}}$. Новый интервал значений $A'_{k\min 2} \ldots A'_{k\min 1}$ содержит нулевое значение, которое примем в качестве минимального значения компенсирующего звена. В итоге диапазон регулирования компенсирующего звена ограничим значениями $0 \ldots A'_{k\max 1}$, $A'_{k\max 2}$.

Корректировка обязательна в случае, если значение $A_{k\min 1}$ получится отрицательным, что недопустимо.

Для регулирования применяют прокладки, имеющие одинаковые и разные номинальные размеры (далее – одинаковые и разные прокладки).

Максимальная толщина одинаковой прокладки $h_{\max}$ ограничена допустимым значением шага регулирования $t \le TA_{\Delta}$, вследствие чего можно принять $h_{\max} = TA_{\Delta}$. Других ограничений нет, поэтому возможно $h_{\min} = 0$. Максимально возможное значение допуска будет равно

$$Th = h_{\max} - h_{\min} = TA_{\Delta}.$$

Ограничения на величину $h_{\min}$ и значение допуска Th устанавливают из условия сокращения числа прокладок в сборочной единице. Число прокладок, необходимое для реализации наибольшего значения компенсирующего звена, найдем по формуле

$$n = \frac{A_{k\max 1} - A_{\text{п}\min}}{h_{\min}} = \frac{A_{k\max 1} - A_{\text{п}\min}}{h_{\max} - Th} \qquad (4)$$

с округлением до целого числа в большую сторону. Для уменьшения числа прокладок следует принимать $h_{\max} = TA_{\Delta}$ и минимизировать значение допуска Th.

Для того чтобы показать, что значение допуска прокладки в пределах $0 < Th < TA_{\Delta}$ не влияет на достижимость значений $A_{k\max 1}$ и $A_{k\max 2}$, запишем соотношения, определяющие попадание размера пакета прокладок в заданные границы:

$$\begin{aligned} A_{k\max 1} &\le A_{\text{п}\min} + nh_{\min}, \\ a_{k\max 2} &\ge A_{\text{п}\max} + n_1 h_{\max}, \end{aligned} \qquad (5)$$

где $A_{\text{п}\min}$ и $A_{\text{п}\max}$ – соответственно наименьший и наибольший размеры постоянной прокладки.

Принимая число прокладок $n_1 = n - m$, получим

$$A_{k\max 2} \ge A_{\text{п}\max} + nh_{\max} - mh_{\max}. \qquad (6)$$

Вычтем из неравенства (6) неравенство (5)

$$A_{k\max 2} - A_{k\max 1} \ge A_{\text{п}\max} - A_{\text{п}\min} + nh_{\max} - nh_{\min} - mh_{\max}.$$

Разность предельных значений равна допуску, тогда

$$TA_{\Delta} \geq TA_{п} + nTh - mh_{max}. \quad (7)$$

Условие (7) выполнимо при любых значениях $Th \leq TA_{\Delta}$ за счет изменения количества прокладок, чем компенсируют не только расширенные допуски составляющих звеньев, но и погрешности изготовления самих прокладок.

Решим предыдущую задачу в предположении, что компенсирующее звено A_k является суммарным размером совокупности колец.

Рассмотрим вариант с использованием постоянного кольца. Его предельные размеры назначаем из условия $A_{k\,min\,2} = 4{,}8$ мм $\leq A_{п} \leq A_{k\,min\,1} = 5{,}0$ мм:

- $A_{п} = 5h9(_{-0{,}030})$: $A_{п\,min} = 4{,}97$ мм и $A_{п\,max} = 5{,}0$ мм;
- толщина регулировочных колец не должна превышать значение допуска замыкающего звена $h_{max} \leq TA_{\Delta}$;
- материал – жесть черная холоднокатаная толщиной $h = 0{,}18^{+0{,}01}_{-0{,}02}$.

Условие $h_{max} = 0{,}18 + 0{,}01 = 0{,}19$ мм $\leq TA_{\Delta} = 0{,}2$ мм обеспечено.

Максимально необходимое число регулировочных колец в сборочной единице [см. (4)]

$$n \geq (5{,}44 - 4{,}97)/(0{,}19 - 0{,}03) = 2{,}56.$$

Округляем результат до $n = 3$.

Исключим постоянное кольцо из конструкции узла. Для этого уменьшим номинальное значение звена A_2 на величину $A_{п} = A_{k\,min\,1} = 5$ мм. Получим новое значение $A_2 = 35$ мм.

Вычислим новые граничные значения диапазона регулирования, мм,

$$A'_{k\,min\,1} = A_{k\,min\,1} - A_{п} = 5 - 5 = 0$$

и

$$A'_{k\,min\,2} = A_{k\,min\,2} - A_{п} = 4{,}8 - 5 = -0{,}2,$$

$$A'_{k\,max\,1} = A_{k\,max\,1} - A_{п} = 5{,}44 - 5 = 0{,}44$$

и

$$A'_{k\,max\,2} = A_{k\,max\,2} - A_{п} = 5{,}54 - 5 = 0{,}64.$$

Характеристики колец принимаем такими же, как в предыдущем примере. Вычислим максимально необходимое число регулировочных колец в узле

$$n \geq (0{,}44 - 0)/(0{,}18 - 0{,}02) = 2{,}75.$$

При большом неприемлемом числе прокладок, полученном в результате расчета, рассматривают вариант использования прокладок разной толщины. В этом случае процесс регулирования состоит одновременно в комплектовании набора прокладок требуемого размера и подборе прокладок по градации размеров. Если бы при сборке осуществляли только добавление прокладок, то при условии, что толщина первой прокладки $h_1 \leq TA_{\Delta}$, размеры остальных прокладок можно вычислить по формуле из [3]

$$h_j = 2^{j-1} h_1,$$

где j – номер ступени градации размеров прокладок.

Градация заканчивается размером самой толстой прокладки, который определяют по условию $h_{max} \geq A_{k\,max\,1}/2$.

При замене одной или нескольких прокладок на прокладку большей толщины максимальный шаг регулирования составит

$$\begin{aligned} t_{max} &= h_{m\,max} - \sum_1^k h_{i\,min} = [h_m + ES(h)] - \sum_1^k [h_i + EI(h)] = \\ &= \left(h_m - \sum_1^k h_i \right) + [ES(h) - kEI(h)] = \\ &= \Delta h + [ES(h) - kEI(h)], \end{aligned} \quad (8)$$

где Δh – исходный шаг градации размеров прокладок;

h_i – номинальные размеры заменяемых прокладок;

k – число заменяемых прокладок;

h_m – номинальный размер заменяющей прокладки;

$ES(h)$, $EI(h)$ – соответственно верхнее и нижнее предельные отклонения размеров прокладок.

Расчетные допуски и предельные отклонения прокладок приняты одинаковыми, так как их номинальные размеры находятся в одном интервале размеров в таблице стандартных допусков (ГОСТ 25346–89).

Для обеспечения постоянного значения максимального шага регулирования необходимо устранить его зависимость от числа заменяемых прокладок, что достижимо, если принять для всех прокладок $EI(h) = 0$. Тогда получим $ES(h) = Th$ и $t_{max} = \Delta h + ES(h)$ или $t_{max} = \Delta h + Th$.

Принимая шаг регулирования $t_{max} = TA_{\Delta}$ и назначив допуск размера прокладки, вычислим значение исходного шага градации (максимальное значение

шага) номинальных размеров прокладок $\Delta h = t_{max} - Th = TA_{\Delta} - Th$. Номинальный размер прокладки I ступени градации назначим из условия $h_1 \le \Delta h$, для остальных прокладок – по вышеприведенной формуле – из [3].

В нашей стране принято назначать поле допуска размера в тело детали. Прокладки в сопряжениях являются валами и для них предпочтительно, чтобы верхнее отклонение размера равнялось нулю. Для этого можно пересчитать номинальные размеры и предельные отклонения исходя из полученных предельных размеров, или строить градацию номинальных размеров прокладок, используя формулу

$$h_j = 2^{j-1} h_1 - (2^{j-1} - 1)Th = h_1 + (2^{j-1} - 1)\Delta h, \qquad (9)$$

где h_1 – номинальный размер прокладки I ступени градации, принимаемый из условия $h_1 = t_{max} \le TA_{\Delta}$, $\Delta h = h_1 - Th$.

При этом для размеров прокладок назначаем верхнее отклонение $ES(h) = 0$, нижнее отклонение $EI(h) = -Th$.

Пример. В размерной цепи, показанной на рис. 1, *б* [4]:

♦ компенсирующее звено – размер пакета прокладок $A_k = Д_2$;

♦ расчетные значения $A_{k\,max\,1} = 1{,}05$ мм и $A_{k\,max\,2} = 1{,}10$ мм (при использовании прокладок разной толщины принимают $A_{k\,min} = 0$);

♦ допуск замыкающего звена $TA_{\Delta} = 0{,}050$ мм;

♦ номинальный размер прокладки I ступени градации $p_1 = 0{,}050$ мм;

♦ допуск размера прокладки – $Th = 0{,}01$ мм, верхнее отклонение $ES(h) = 0$, нижнее отклонение $EI(h) = -Th = -0{,}01$ мм;

♦ шаг градации номинальных размеров $\Delta h = h_1 - Th = 0{,}05 - 0{,}01 = 0{,}04$ мм.

Устанавливаем следующие ступени градации размеров прокладок, используя формулу (9):

• I ступень – $h_1 = 0{,}05_{-0{,}01}$;

• II ступень – $h_2 = h_1 + (2^{2-1} - 1)\Delta h = 0{,}05 + 0{,}04 = 0{,}09_{-0{,}01}$;

• III ступень – $h_3 = h_1 + (2^{3-1} - 1)\Delta h = 0{,}05 + 3 \cdot 0{,}04 = 0{,}17_{-0{,}01}$;

• IV ступень – $h_4 = h_1 + (2^{4-1} - 1)\Delta h = 0{,}05 + 7 \cdot 0{,}04 = 0{,}33_{-0{,}01}$;

• V ступень – $h_5 = h_1 + (2^{5-1} - 1)\Delta h = 0{,}05 + 15 \cdot 0{,}04 = 0{,}65_{-0{,}01}$.

В работе [4] размер первой прокладки принят $h_1 = 0{,}04 \pm 0{,}005$ мм, остальных: $h_2 = 0{,}08$ мм, $h_3 = 0{,}16$ мм, $h_4 = 0{,}32$ мм, $h_5 = 0{,}64$ мм. Если принять предельные отклонения всех прокладок такими же, как у первой прокладки, то установка третьей прокладки h_3 взамен двух первых h_1 и h_2 может дать значение шага регулирования [см. (8)] $t_{max} = 0{,}055$ мм $> TA_{\Delta} = 0{,}050$ мм.

Расчет размерной цепи методом пригонки сводят к определению:

• компенсирующего звена $A_{k\,min\,2}$, $A_{k\,min\,1}$ или $A_{k\,max\,1}$, $A_{k\,max\,2}$, соответствующих максимуму материала в детали;

• поля допуска размера компенсатора в указанных пределах.

Примечание. Величину допуска при необходимости можно увеличить путем смещения границы поля допуска за предел, установленный значением $A_{k\,min\,2}$ или $A_{k\,max\,2}$. Однако это приведет к увеличению объема металла, снимаемого при выполнении пригоночной операции, что нежелательно.

Для конструкции, показанной на рис. 1, ***решение РЦ методом пригонки*** будет выглядеть так: максимуму металла в проставочном кольце соответствуют значения компенсирующего звена $A_{k\,max\,1} = 5{,}44$ мм и $A_{k\,max\,2} = 5{,}64$ мм. Принимаем для исполнения толщину кольца $h = 5{,}6h12(_{-0{,}12})$: $h_{min} = 5{,}48$ мм, $h_{max} = 5{,}6$ мм.

Примечание. Для размерных цепей, не относящихся к линейным РЦ, во всех приведенных соотношениях вместо значения TA_{Δ} следует подставлять значение TA_{Δ}/c_k, где c_k – передаточное отношение компенсирующего звена.

Список литературы

1. **РД** 50-636–87. Методические указания. Цепи размерные. Основные понятия. Методы расчета линейных и угловых цепей.

2. **Якушев А.И.** Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение, 1986.

3. **Дунаев П.Ф., Леликов О.П.** Расчет допусков размеров. 4-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2006.

4. **Размерные** цепи в курсовом проекте по "Деталям машин". П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов – "Сборник научно-методических статей по деталям машин", 1979. Вып. 3. С. 49–58.

УДК 621.833

А.А. Заплаткин, С.С. Михеев, *кандидаты техн. наук (ОАО "Завод им. В.А. Дегтярева", г. Ковров);*
Г.К. Рябов, *д-р техн. наук,* **Т.А. Ганькова**, *канд. техн. наук (Ковровская государственная технологическая академия)*

Послесборочные испытания и отладка клиноременного вариатора

Даны расчеты основных элементов конструкции клиноременного вариатора, необходимые при его сборке. Приведены сравнительные результаты послесборочных испытаний мини-роллера (мокика) ЗиД-50 с автоматическим клиноременным вариатором (АКВ), изготовленным в ОАО "Завод им. В.А. Дегтярева" (г. Ковров), в сравнении с базовыми моделями мокика ЗиД-50 со ступенчатой коробкой и мини-роллера YET-50 (производство Испания).

Accounts of base elements for v-belt variable-speed drive construction are taken place, and they are necessary in the time of assembly the construction. Compared results of after assembly tests for miniroller ZiD-50 with v-belt variable-speed drive, produced in OAO "Plant named by Degtyaryev" (Kovrov) are illustrated. The miniroller ZiD-50 is compared with the base models of mokik ZiD-50 with fixed-ratio transmission and miniroller YET-50 (Spain).

В ОАО "Завод им. В.А. Дегтярева" (г. Ковров) разработан АКВ (рис. 1) для мини-роллера ЗиД-50 с рабочим объемом двигателя внутреннего сгорания 50 см^3 [1].

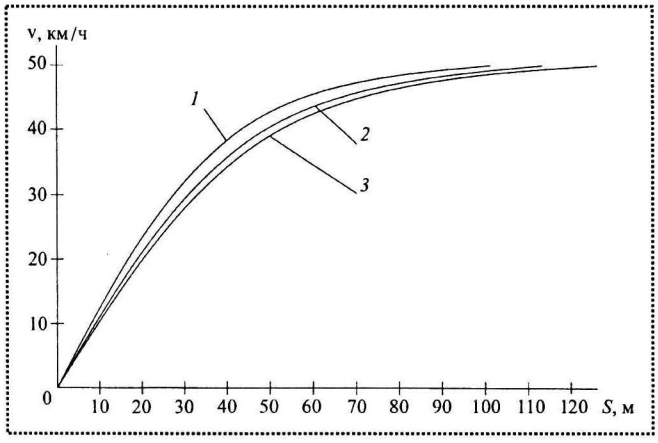


Рис. 1. Динамика разгона (скорость – путь):
1 – ЗиД-50 с АКВ; *2* – YET-50 с АКВ; *3* – ЗиД-50 с КПП

От качества сборки и регулирования узлов и механизмов вариатора зависят его работоспособность и эксплуатационные свойства всего мокика в целом, поэтому при сборке вариатора следует обратить особое внимание на элементы конструкции, значительно влияющие на его характеристики.

В АКВ [2], выполняемым без регулятора по нагрузке, в процессе изменения передаточного отношения от его максимального значения u_{max} до минимального значения u_{min} коэффициент тяги снижается, КПД уменьшается.

Представленный АКВ [2] позволяет сохранять постоянным коэффициент тяги в процессе изменения передаточного отношения. Для этого необходимо рассчитать параметры центробежного регулятора и регулятора по нагрузке.

Массу центробежных грузов $m_ц$, силу предварительного поджатия $S_{п0}$ и жесткость c пружины АКВ рекомендуют определять с таким расчетом, чтобы изменение передаточного отношения u АКВ начиналось при значении ω_{eM}, т.е. при максимальном крутящем моменте $M_{e\,max}$ двигателя и заканчивалось при значении ω_{eN}, соответствующем максимальной мощности N. В этом случае обеспечивается устойчивый режим работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и наилучшая динамика движения при максимальной мощности мини-роллера.

Начало изменения передаточного отношения характеризуется тем, что перемещение подвижного диска на ведомом шкиве будет равно нулю ($y = 0$):

$$\frac{m_ц z r_ц \omega_c^2 \operatorname{ctg}\gamma}{\theta} - S_{п0} - \frac{2 M_{e\,max} u_{max} \operatorname{tg}\beta_0}{d_к} = 0. \qquad (1)$$

где z и $r_ц$ – соответственно количество и радиус расположения центробежных грузов; γ – угол наклона направляющих центробежных грузов; θ – коэффициент, учитывающий потери осевых сил из-за трения в подвижных сопряжениях; $d_к$ – средний диаметр расположения кулачкового паза регу-

лятора по нагрузке; β_0 – угол наклона кулачкового паза.

В уравнении (1), исходя из указанных условий, принимаем $\omega_e = \omega_{eM}$; $M_e = M_{eN}$; $u = u_{max}$. Силу предварительного поджатия пружины $S_{п0}$ и осевую составляющую от кулачкового механизма $S_{к0}$ определяем из условия обеспечения требуемого коэффициента тяги ψ клиноременного вариатора в начальный момент изменения передаточного отношения. Тогда суммарная сила S_2 поджатия дисков ведомого шкива будет [3]

$$S_2 = \frac{M_{e\,max}}{2\psi r}\mathrm{ctg}\left(\frac{\varphi_2}{2}+\rho\right), \qquad (2)$$

где r – радиус расположения ремня на ведущем шкиве; φ_2 – угол клина ведомого шкива; ρ – угол трения между ремнем и шкивом.

Сила S_2 складывается из силы $S_{п0}$ предварительного поджатия пружины и осевой составляющей силы $S_{к0}$ кулачкового механизма регулятора по моменту

$$S_2 = S_{к0} + S_{п0}. \qquad (3)$$

Тогда

$$\frac{M_{e\,max}}{2\psi r}\mathrm{ctg}\left(\frac{\varphi_2}{2}+\rho\right) = S_{п0} + \frac{2M_{e\,max}u_{max}\mathrm{tg}\beta_0}{d_к}. \qquad (4)$$

В уравнении (4) минимальный радиус r расположения ремня на ведущем шкиве определяем в зависимости от типа ремня [4], а средний диаметр $d_к$ расположения кулачкового паза на регуляторе по нагрузке назначаем исходя из конструктивных соображений. Угол клина ведомого шкива φ_2 определяют по существующим рекомендациям [4]. Угол ρ трения между ремнем и шкивом и силу $S_{п0}$ предварительного поджатия пружины назначают на основе опыта эксплуатации АКВ соответственно в пределах ρ = 10...12° и $S_{п0}$ = 14...16 Н.

Определим начальный угол наклона кулачковых пазов

$$\mathrm{tg}\beta_0 = \left[\frac{M_{e\,max}}{\psi r}\mathrm{ctg}\left(\frac{\varphi_2}{2}+\rho\right) - S_{п0}\right]\frac{d_к}{2M_{e\,max}u_{max}}. \qquad (5)$$

При известном значении β_0 вычисляем массу центробежных грузов

$$m_ц = \left(S_{п0} + \frac{2M_{e\,max}u_{max}\mathrm{tg}\beta_0}{d_к}\right)\frac{\theta}{zr_ц\omega_{eM}^2\mathrm{ctg}\gamma}. \qquad (6)$$

Окончание изменения передаточного отношения должно происходить до начала падения мощности двигателя внутреннего сгорания, т.е. при $\omega_e = \omega_{eN}$ и $N_e = N_{e\,max}$ при крутящем моменте $M_e = M_{eN}$. При этом перемещение подвижного диска ведомого шкива $y = y_{max}$. Тогда при известной жесткости пружины c конечный угол наклона кулачкового паза равен

$$\beta = \mathrm{arctg}\left(\frac{S_к d_к}{2M_{кN}u_{min}}\right), \qquad (7)$$

где

$$S_к = S_2 - S_п = S_2 - S_{п0} - cy;$$

$$S_2\frac{M_{e\,max}}{2\psi r}\mathrm{ctg}\left(\frac{\varphi_2}{2}+\rho\right).$$

Значение Θ в зависимости от режима работы АКВ может принимать значения $\Theta_у$ или $\Theta_з$:

$$\Theta_у = 1 + \frac{T_1+T_2}{S_п};\ \Theta_з = 1 - \frac{T_{д2}}{S_п}, \qquad (8)$$

где $\Theta_у$ и $\Theta_з$ – коэффициенты потерь осевых сил из-за трения соответственно при ускоренном и замедленном движении мини-роллера; T_1 и T_2 – суммарные силы трения, возникающие при перемещении подвижных дисков соответственно ведущего и ведомого шкивов; $T_{д2}$ – осевая сила, прикладываемая к подвижному диску ведомого шкива, необходимая для преодоления сил трения ремня по ведомому шкиву.

Силы T_1, T_2, $T_{д2}$ зависят от величины передаваемой нагрузки и силы предварительного натяжения ветвей передачи и, следовательно, от $S_{п0}$, а также коэффициента трения в подвижных сопряжениях. Подстановка в приведенные формулы (8) числовых значений T_1, T_2, $T_{д2}$ и $S_п$ дает следующие усредненные значения: $\Theta_у$ =1,2; $\Theta_з$ = 0,8.

Полученные расчетным путем параметры не исключают необходимости их уточнения в процессе экспериментальной доработки конструкции, так как не учитывают рассеяние исходных данных. Например, изменяющийся в широких пределах коэффициент трения в подвижных соединениях учитывается при расчетах по их ориентировочным значениям и т.д.

Ниже приведены результаты испытания (рис. 2) мини-роллера ЗиД-50 с АКВ, изготовленным на ОАО "Завод им. В.А. Дегтярева", в сравнении с ба-

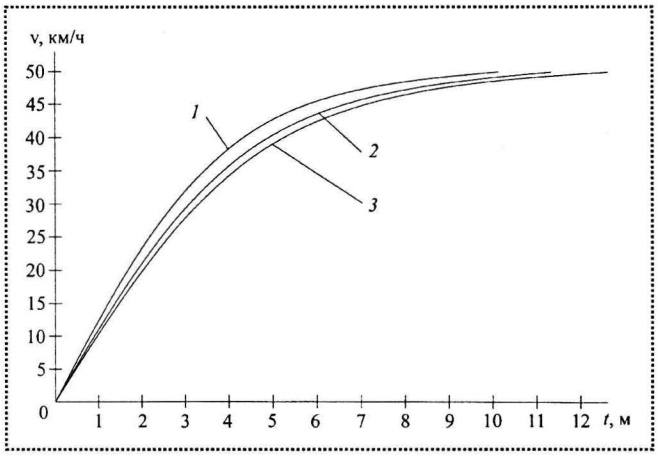


Рис. 2. Динамика разгона (скорость – время)
1 – ЗиД-50 с АКВ; *2* – YET-50 с АКВ; *3* – ЗиД-50 с КПП

зовыми моделями мокика ЗиД-50 со ступенчатой коробкой и мини-роллера YET-50 (Испания). Испытания проводили на стенде Pi2 фирмы "Шенк" (Германия), позволяющем имитировать движение в дорожных условиях.

Технические характеристики

1. Мини-роллер ЗиД-50 с АКВ.

Двигатель карбюраторный с принудительным воздушным охлаждением, максимальные мощность $N_{e\,\max}$ =3,5 л.с. при ω_{eN} = 5500 мин$^{-1}$ и крутящий момент $M_{e\,\max}$ = 4,4 Н·м при ω_{eM} = 4000 мин$^{-1}$. Трансмиссия – клиноременный вариатор с автоматическим сцеплением и понижающим редуктором. Диапазон регулирования АКВ равен 2,43, передаточное отношение редуктора u = 11,07; ремень вариаторный В-14 (870-16,5-28).

2. ЗиД-50 с КПП.

Мощность $N_{e\,\max}$ = 3,45 л.с. при ω_{e_N} = 5500 мин$^{-1}$, крутящий момент $M_{e\,\max}$ = 4,23 Н·м при ω_{eM} = = 4000 мин$^{-1}$.

3. Мини-роллер YET-50.

Двигатель карбюраторный с принудительным воздушным охлаждением, максимальные мощность $N_{e\,\max}$ = 3,8 л.с. при ω_{eN} = 6000 мин$^{-1}$ и крутящий момент $M_{e\,\max}$ = 4,6 Н·м при ω_{eM} = 5500 мин$^{-1}$. Трансмиссия – клиноременный вариатор с автоматическим сцеплением и понижающим редуктором. Диапазон регулирования равен 2,9, передаточное отношение понижающего редуктора u =11,07; ремень вариаторный В-14 (862-16,5-28).

На рис. 1 и 2 приведены сравнительные графики динамики разгона мини-роллеров ЗиД-50 с АКВ, YET-50 с АКВ и ЗиД-50 с КПП (путь – время – скорость).

Полученные экспериментальные данные свидетельствуют о достаточно высокой динамичности разгона мини-роллера ЗиД-50:

• во-первых, путем определения оптимального значения массы центробежных грузов по формуле (6), за счет которых достигается срабатывание АКВ при максимальном крутящем моменте на валу двигателя;

• во-вторых, рассчитанные по формулам (5) и (7) углы наклона кулачковых пазов регулятора по нагрузке обеспечивают оптимальное значение коэффициента тяги ременной передачи и высокий КПД АКВ.

Выводы

◇ Для каждой категории мототранспортного средства требуется свой АКВ с его определенными параметрами.

◇ В связи с тем, что геометрические и массовые параметры отдельных элементов АКВ в настоящей работе получены расчетом без учета рассеяния исходных данных и, в частности, скоростной характеристики двигателя, геометрических размеров вследствие неточности изготовления и нестабильности значений коэффициента трения, то в процессе послесборочных испытаний рекомендуется проводить отладку АКВ путем регулирования силы предварительного поджатия пружины, сжимающей диски ведомого шкива.

◇ Полученные результаты доработки и доводки конструкции АКВ, разработанные на ОАО "Завод им. В.А. Дегтярева", позволили создать мини-роллер ЗиД-50 с АКВ, превосходящий по своим техническим параметрам аналоги мини-роллеров ЗиД-50 с КПП и YET-50 с АКВ по времени и пути разгона до заданной скорости.

Список литературы

1. **Михеев С.С., Рябов Г.К., Заплаткин А.А., Ширягин В.В.** Определение КПД автоматического клиноременного вариатора // Вестник машиностроения. 1999. № 2. С. 13–15.

2. **Рябов Г.К., Андреев С.А.** Автоматическая трансмиссия мототранспортных средств. Теория, расчет и конструирование: монография. Ковров: КГТА, 2006. 92 с.

3. **Пронин Б.А., Ревков Г.А.** Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи. М.: Машиностроение, 1980. 320 с.

4. **Решетов Д.Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.

В.Г. Барабанов, *канд. техн. наук*
(Волгоградский государственный технический университет)

Стенд для контроля герметичности запорной и переключающей арматуры

Рассмотрен манометрический метод контроля герметичности по способу сравнения с непрерывной подачей испытательного давления. Описан многопозиционный стенд для контроля герметичности газовой арматуры после сборки. Описан контрольный модуль, установленный на стенде.

Manometric methods of leakage test on way of comparison with continuous feed of test pressure are considered. Multiposition stand for impermeability control of gas fittings after assembly are described. Test module, which arranged on a stand, is described.

В производстве золотниковых и клапанных пневмораспределителей, запорных кранов, вентилей, баллонов и других изделий рабочей средой является сжатый газ. После сборки необходимо контролировать герметичность изделий [1]. Для контроля герметичности изделий предложен манометрический метод (рис. 1), основанный на способе сравнения с непрерывной подачей испытательного давления [2]. Если рассматриваемая запорная и переключающая арматура работает под постоянным давлением сжатого газа и по техническим характеристикам допускает определенную величину утечки, то для ее испытания были применены контрольные устройства с непрерывной подачей испытательного давления, как наиболее соответствующие реальным условиям их функционирования. При этом устраняется необходимость отсечки источника давления питания при испытании каждого изделия, что используется при компрессионном способе [1], применяемом в производстве для контроля герметичности рассматриваемых изделий.

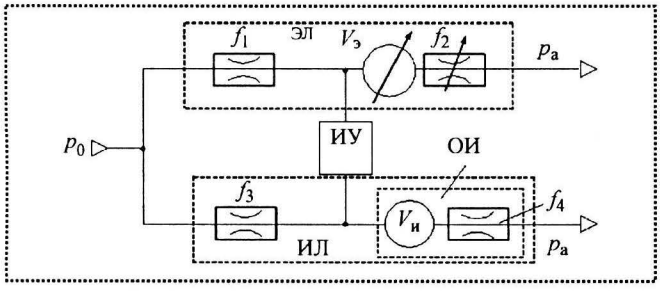


Рис. 1. Схема контроля герметичности по способу сравнения с непрерывной подачей испытательного давления

Схема состоит из измерительной линии (ИЛ) и линии эталонного давления (ЭЛ), входы подключены к общему источнику испытательного давления p_0, а выходы соединены с атмосферой. Линия эталонного давления содержит входное пневматическое сопротивление (дроссель) проводимостью f_1, емкость с регулируемым объемом $V_э$ и выходное пневматическое сопротивление с регулируемой проводимостью f_2, которые предназначены для настройки схемы. Измерительная линия содержит входное пневматическое сопротивление проводимостью f_3 и объект испытания (ОИ), который можно представить в виде емкости объемом $V_и$, имеющей течь, эквивалентную пневматическому сопротивлению с проводимостью f_4.

Измерительная и эталонная линии образуют пневматический измерительный мост. Давление в линиях сравнивают посредством дифференциального манометрического измерительного устройства (ИУ), включенного в диагональ пневматического моста, проводимость которого $f = 0$. Поэтому давления $p_э$ и $p_и$ в линиях не зависят друг от друга. Каждая линия схемы представляет собой проточную емкость.

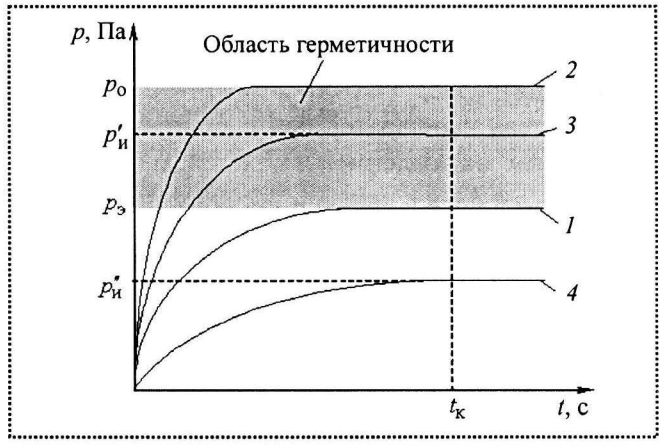


Рис. 2. Зависимости контроля герметичности по способу сравнения с непрерывной подачей испытательного давления

При контроле герметичности по схеме, приведенной на рис. 1, *под утечкой* понимается объемный расход газа через все неплотности объекта испытания при установившемся режиме течения газа в линиях схемы. Такой режим соответствует одинаковому массовому расходу газа через входное и выходное сопротивления в линии.

Зависимости изменения давления в измерительной и эталонной линиях приведены на рис. 2. Затемненный участок, ограниченный значениями давлений p_0 и $p_э$, – это область герметичности. На нижнюю границу области *1* настроена ЭЛ с давлением $p_э$. Если утечка в контролируемом изделии отсутствует, то установившееся давление в ИЛ будет равно испытательному давлению: $p_и = p_0$, верхняя граница области герметичности *2*. Если величина утечки в пределах допустимой, то установившееся давление $p'_и$ в ИЛ будет находиться в пределах области герметичности *3*. Если величина утечки превышает допустимое значение, то установившееся давление $p''_и$ будет ниже области герметичности *4*. Таким образом, регистрируя дифференциальным измерительным устройством соотношение $p_э$ и $p_и$ по истечении времени контроля $t_к$, можно судить о герметичности испытуемого изделия.

При оценке чувствительности контроля герметичности компрессионным способом и исследуемым способом сравнения установлено, что при сходных рабочих параметрах, одинаковом испытательном давлении и пороге чувствительности манометрического измерительного устройства чувствительность схем контроля, выполненных по способу сравнения, выше в среднем в 1,4 раза.

Для контроля герметичности газовой арматуры разработан переналаживаемый многопозиционный стенд [3]. Загрузку и разгрузку газовой арматуры осуществляет оператор.

На стенде производят следующие операции:

• зажим и уплотнение изделия на время испытания под давлением и контролем утечки газа;

• подачу газа в изделие и поддержание испытательного давления на заданном уровне с требуемой точностью;

• выдержку изделия под испытательным давлением в течение заданного времени $t_к$;

• выбор контрольного устройства в зависимости от уровня испытательного давления;

• стыковку испытательного блока с контрольным модулем;

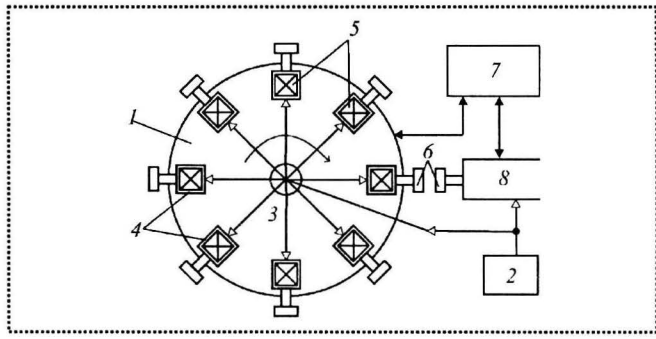


Рис. 3. Автоматизированный стенд

• регистрацию результатов контроля, расстыковку испытательного блока и контрольного модуля, расфиксацию изделия;

• шаговое перемещение поворотного стола с требуемой выдержкой времени.

В отличие от известных конструкций на данном стенде процесс испытания изделий происходит непрерывно на ряде блоков в течение заданного времени, а контроль результата испытания – дискретно, одним контрольным модулем.

Стенд (рис. 3) состоит из тактового поворотного стола *1*, блока *2* подготовки воздуха с системой стабилизации давления и подачи воздуха через коллектор *3* ко всем испытательным блокам *4*, на которых установлены испытуемые изделия, устройства *5* закрепления изделий, пневморазъема *6*, блока *7* управления стендом, контрольного модуля *8*, испытательных блоков, зажимных и уплотняющих устройств, приемных частей пневморазъемов, располагающихся на планшайбе поворотного стола.

Схема контрольного модуля при испытательном давлении до 50 кПа с разделением во времени процесса испытания изделия под давлением и контролем результата испытания приведена на рис. 4.

Контрольный модуль *1* содержит пневматическую плату с пневматическими коммутирующими каналами, на котором смонтирован элемент сравнения *2*, выполненный на основе трехмембранного усилителя. Камера *А* элемента сравнения соединена с дроссельным делителем *3*, посредством которого задается эталонное давление, соответствующее допустимой величине утечки. Камера *Б* через клапанный переключатель *4* может подключаться к дроссельному делителю, а с помощью пневморазъема *5* она может поочередно подсоединяться к каждому испытательному блоку *6*, расположенному на поворотном столе стенда. Дроссельный делитель образован последовательно соединенными посто-

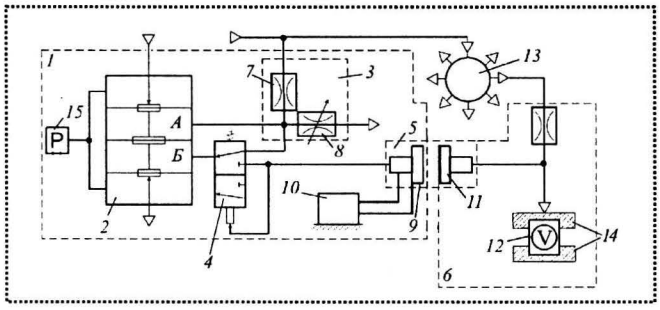


Рис. 4. Контрольный модуль

янным дросселем *7*, подключенным к источнику стабилизированного давления, и регулируемым дросселем *8*, связанным с атмосферой. Замыкание пневморазъема осуществляют перемещением его ответной части *9* посредством пневмопривода *10* до полной стыковки с его приемной частью *11*.

Каждый испытательный блок стенда предназначен для подачи испытательного давления в изделие *12* на протяжении всего времени его испытания на герметичность независимо от контрольного модуля и для последующей передачи информации об утечке в виде перепада давления через приемную часть пневморазъема в контрольный модуль. Питание сжатым воздухом испытательных блоков осуществляют через коллектор *13*. Зажим и уплотнение изделия производят зажимным устройством *14*. В процессе контроля герметичности изделия элемент сравнения осуществляет сравнение эталонного давления с величиной давления в испытуемом изделии и передачу результирующего сигнала о наличии или отсутствии утечки на пневмоэлектропреобразователь *15*, который выдает сигнал о сортировке изделий на годные и бракованные. Пневмоклапан *4* обеспечивает подключение камеры *Б* к дроссельному делителю *3*, когда контрольный модуль находится в режиме ожидания, а в режиме контроля осуществляет подключение этой камеры к пневморазъему, когда контрольный модуль находится в режиме контроля. Это позволяет в режиме ожидания проверять правильность настройки элемента сравнения и поддерживать давление в камере *Б*, аналогичное давлению в камере *А*, соответствующее величине допустимой утечки.

Для контроля герметичности газовой арматуры при давлениях до 1,0 МПа на стенде используют второй контрольный модуль, который отличается от модуля, приведенного на рис. 4, элементом сравнения, выполненным на основе дифференциального сильфонного преобразователя [3].

Предложенное устройство для контроля герметичности внедрено на Волгоградском заводе "Газоаппарат".

Список литературы

1. **Неразрушающий** контроль и диагностика: Справочник / В.В. Клюев, Ф.Р. Соснин, В.Н. Филинов и др.; под общ. ред. В.В. Клюева. М.: Машиностроение, 1995. 488 с.

2. **Барабанов В.Г.** Автоматизация контроля герметичности газовой арматуры на основе манометрического метода испытаний: Дис. ... канд. техн. наук. Волгоград, 2005. 158 с.

3. **Патент** № 2194259 РФ, МКИ G 01 M 3/02. Автоматизированный стенд для испытания изделий на герметичность / В.Г. Барабанов, Г.П. Барабанов. 2002, БИ № 34.

Уважаемые читатели!

Продолжается подписка

на научно-технический и производственный журнал

"УПРОЧНЯЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ И ПОКРЫТИЯ"

Подписные индексы по каталогам:

"Роспечать" – **85159**, "Пресса России" – **39269**, "Почта России" – **60252**.

Подписку на журнал можно оформить с любого номера *в любом отделении связи или непосредственно в издательстве по адресу:*

Россия, 107076, Москва, Стромынский пер., д. 4,

ОАО "Издательство "Машиностроение"

Тел.: (495) 269-66-00 (отдел реализации), (495) 268-40-77 (редакция);

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

УДК 621.002:681.324

Е.Л. Первухина, *д-р техн. наук,* **В.В. Голикова**
(Севастопольский национальный технический университет)

Анализ нестационарных случайных процессов в задачах автоматизации производственных испытаний машиностроительных изделий

Рассматривают современные методы анализа нестационарных случайных процессов в приложении к задачам оценки состояния машиностроительных изделий при автоматизации их производственных испытаний. Основное внимание уделено вопросам построения векторных авторегрессионных моделей по результатам измерений параметров испытуемых изделий.

The modern methods of analysis of nonstationary stochastic processes in application to the problems on estimation of machines' state at automatization of their industrial testing are considered. The main questions are connected with design of vector autoregression models on the base of measurements of parameters of testing machines.

Основные задачи приемосдаточных и контрольных испытаний машиностроительных изделий связаны с оценкой их технического состояния по результатам экспериментального определения количественных и качественных характеристик и проверки соответствия техническим требованиям [1]. Автоматизированное решение этих задач затруднено значительным числом функциональных элементов, входящих в состав изделий (современные сложные машиностроительные изделия содержат 10^3, а иногда и до 10^5–10^6 сложно описываемых элементов и связей [2]), и их различной физической природы. В таких условиях для описания различных элементов изделий необходимы разные математические схемы, что вызывает проблему сопряжения разнородных математических моделей с разными масштабами времени. Динамические модели оказываются громоздкими и потому малопригодными для оценки состояния в ходе промышленных испытаний.

Для преодоления этих трудностей разрабатывают модели с высоким уровнем абстракции, позволяющие рассматривать элементы испытуемых изделий на основе единого методологического подхода с учетом случайных факторов. Главные перспективы здесь связаны с переходом к стохастическим системам оценки, использующим вероятностные характеристики изделий, при одновременной разработке методов повышения точности и достоверности результатов.

Обеспечение точности и достоверности представляет сложную задачу, поскольку традиционные методы обработки экспериментальной информации не позволяют анализировать нестационарные случайные процессы и устранять ошибки из-за трендов и выбросов. Появились новые методы анализа нестационарных процессов, которые используют для преодоления указанных трудностей. Однако они ориентированы на экономические приложения и редко используются для анализа технических и технологических систем.

Оценка технического состояния сложных машиностроительных изделий проводят *различными способами*. Например, путем *контроля соответствия характеристик главных рабочих процессов определенным нормам*, которые выбирают априорно на основе установленных диапазонов рассеивания для эталонных режимов функционирования заведомо бездефектных изделий. Это требует регламентации значений основных параметров, что представляет самостоятельную сложную задачу [3]. Поэтому авторы предлагают контролировать статистические взаимосвязи между параметрами изделий.

Исходя из цели исследования будем различать прямые (структурные) параметры, непосредственно определяющие техническое состояние изделий, прежде всего, качество технологического процесса обработки составляющих деталей и сборки, и косвенные (диагностические) параметры, характеризующие их рабочие процессы.

В основу предлагаемого способа *оценки технического состояния изделий* положено утверждение о том, что статистические зависимости между параметрами остаются для исправных изделий стабиль-

ными в течение длительного срока эксплуатации. При наличии дефектов или развивающихся повреждениях происходит нарушение указанных связей, что позволяет выявлять предотказные состояния изделий, прогнозировать нарушение рабочих процессов задолго до их внешнего проявления [4].

Данный способ оценки обладает следующими преимуществами:

1. Оценка состояния производится локализованно. Неисправности отдельных узлов, характеризуемые изменением соответствующих прямых параметров, ведут к изменению косвенных параметров и нарушению связей между параметрами.

2. Применение методов идентификации и математической статистики, минимизирующих случайные ошибки измерений, при анализе рабочих процессов позволяет с заданной точностью рассчитать истинные значения параметров.

3. При определении характера статистических связей между наиболее информативными параметрами изделий существует возможность установления не только факта дефекта, но и непосредственно дефектного узла или элемента.

Аналитическая база работы связана с процедурой выделения неизменных во времени комбинаций случайных процессов измерений различных параметров между собой. Для этого использованы методы *современного коинтеграционного анализа многомерных случайных процессов* [5–7]. Методы позволяют:

- определять причинно-следственные зависимости между исследуемыми параметрами;
- прогнозировать будущие значения параметров на основе прошлых и текущих значений;
- вычислять передаточные функции изучаемых объектов – испытуемых изделий;
- выявлять отклонения от нормального функционирования изделий;
- проектировать схемы контроля значений параметров.

Оценку технического состояния проводят по этапам: построения, идентификации, подгонки и проверки моделей для результатов измерений параметров в виде многомерных случайных процессов. Практический интерес представляет зависимость между измерениями всех информативных параметров (содержащих максимум информации о пригодности изделий к последующей эксплуатации) в каждый момент времени, а также зависимость между измерениями отдельных параметров в различные моменты времени.

Обычно априорная информация о физическом механизме рабочих процессов, параметрах изделий и их эталонные значения определяет теоретическую модель. Адекватную реальному процессу испытаний модель получают путем уточнения теоретической модели по экспериментальным данным [8]. Решение задачи выявления связей между нестационарными случайными процессами (рядами) измерений параметров не требует априорной информации и отражено алгоритмом рис. 1.

Пусть результаты измерений информативных параметров испытуемых изделий поступают через равные промежутки времени, образуя случайные процессы $X_{i,1}, ..., X_{i,t}, ..., i$ – номер измеряемого параметра, $t = 1, ..., T$ – дискретное время. В момент времени t параметры образуют вектор параметров $x_t = (X_{1,t}, ..., X_{n,t})'$, $'$ – символ транспонирования. Каждый случайный процесс $X_{i,1}, ..., X_{i,t}$, полученный в результате измерения i-го параметра, представляет функцию некоторой случайной величины ω и времени t. Моделирование многомерного случайного процесса означает подбор такой модели по T измеренным значениям параметров, которая могла бы генерировать заданную реализацию значений вектора x_t.

Если случайные процессы стационарны, то их свойства не изменяются во времени. Значения величин колеблются вокруг некоторого постоянного среднего значения, дисперсия, характеризующая размах этих колебаний, постоянна, значения автокорреляционной функции уменьшаются с увеличением интервала между наблюдениями [5, 8]. Однако в ходе приемосдаточных и контрольных испытаний изделий, проводимых после сборки, результаты измерений некоторых косвенных параметров представляют нестационарные процессы, для которых статистические характеристики зависят от времени, дисперсия со временем стремится к бесконечности, автокорреляционная функция не уменьшается с увеличением времени между наблюдениями, в конечных выборках автокорреляционная функция медленно затухает.

Обычная методика исследования случайных нестационарных процессов предполагает их сведение к стационарным с помощью оператора разностей порядка d: $\nabla^d = (1 - U)^d X_{i,t}$. При $d = 1$ $\nabla X_{i,t} = X_{i,t} - X_{i,t-1} = (1 - U)X_{i,t}$, при $d = 2$ $\nabla^2 X_{i,t} = (1 - U)^2 X_{i,t}$. Так,

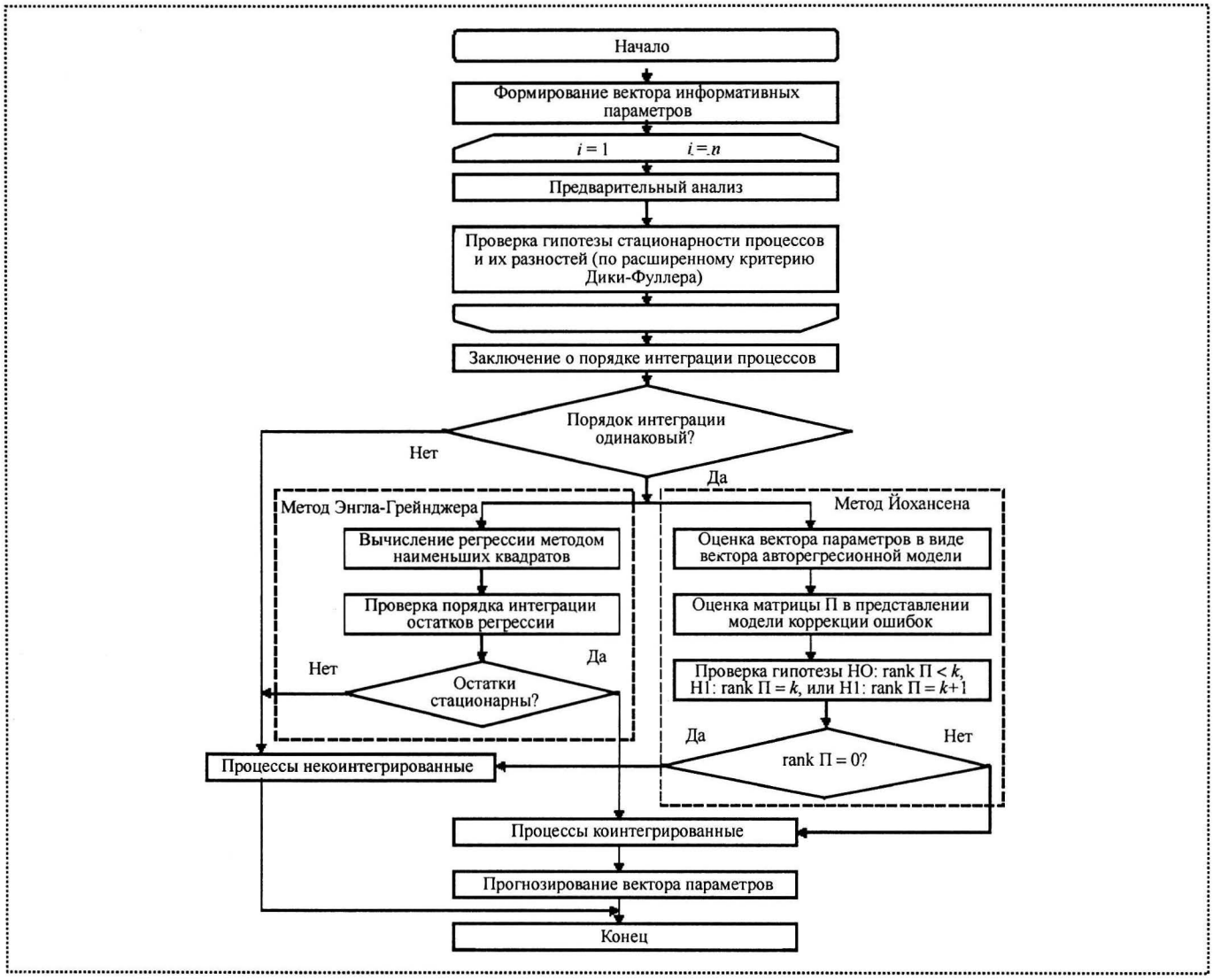


Рис. 1. Алгоритм коинтеграционного анализа

разности первого порядка определяют как $Y_{i,t} = X_{i,t} - X_{i,t-1}$, при этом исходные процессы $X_{i,t}$ *называют интегрированными процессами первого порядка и обозначают* I (1) [4, 7].

Традиционный анализ нестационарных процессов заключался в рассмотрении вместо вектора $x_i = (X_{1,t}, ..., X_{n,T})'$ вектора $y_i = (Y_{1,t}, ..., Y_{n,T})'$ той же размерности и идентификации модели, содержащей, например, первые разности процессов, т.е. скорости их изменения. Однако показано [6–9], что такие модели описывают незначительное по продолжительности изменение многомерных процессов и не позволяют анализировать длительные статистические связи между элементами, тогда как определенная комбинация двух или более элементов может быть стационарной.

Другими словами, в основе новых методов анализа, называемого *коинтеграционным анализом*, лежит идея о том, что в отдельных случаях нестационарность многомерного процесса вызвана наличием общего стохастического тренда, который может быть устранен определенной линейной комбинацией элементов процесса, в результате чего она будет стационарной. Поскольку результаты исследования рабочих процессов многих сложных машиностроительных изделий показывают, что между их параметрами существуют устойчивые связи, и соотношения между элементами моделируемого многомерного процесса, отражающего эти связи, могут быть стационарными, даже если изменения отдельных элементов представляют нестационарные случайные процессы.

В общем случае элементы вектора $y_t = (Y_{1,t}, \ldots, Y_{n,t})'$ называют *коинтегрированными порядка d, b* и обозначают $y_t \sim CI(d, b)$, если они представляют интегрированные процессы $I(d)$ порядка d, и существует отличный от нуля вектор β, такой что линейная комбинация $y_t\beta$ есть интегрированный процесс порядка $(d - b)$. Вектор β называют *коинтегрирующим вектором*.

Основные шаги алгоритма (см. рис. 1) связаны с определением структуры модели и порядка интегрированности последовательностей измерений каждого исследуемого параметра на разных режимах работы.

Структура модели (математическое описание) нестационарного случайного процесса включает следующие составляющие [5, 8]:

- тренд (устойчивое систематическое изменение процесса с течением времени);
- колебания относительно тренда;
- периодические изменения;
- "несистематическую" составляющую.

Периодические изменения не характерны для технических объектов и потому в работе не рассмотрены. Это необходимые шаги, поскольку коинтеграционный анализ нестационарных процессов возможен только в случае, если процессы – интегрированные одного порядка. Для формального анализа порядка интегрированности среди множества возможных критериев (Перрона, Парка, Квятковского и др.) выбран расширенный критерий Дики-Фуллера [5, 9]. Для модели

$$y_t = \mu + \beta t + \alpha x_{t-1} + \sum_{j=1}^{p-1} \alpha_j y_{t-j} + \varepsilon_t, \qquad (1)$$

где ε_t – стационарный процесс, имеющий нормальное распределение; μ – константа; β – тренд; p – количество лагов; проверяют гипотезу $(H_0 : \alpha = 0)$ против альтернативной гипотезы $(H_1 : \alpha \neq 0)$.

Если коэффициент $\alpha = 0$, то уравнение (1) имеет единичный корень и описывает нестационарный случайный процесс, или интегрированный процесс первого порядка $(I(1))$. Если $\alpha < 0$, то процесс интегрированный нулевого порядка $(I(0))$, т.е. стационарный. Случаи, когда $\alpha > 0$, не рассматриваются. Для проверки гипотезы $H_0 : \alpha = 0$ используют случайную функцию, или статистику, $\frac{\overline{\alpha}}{\overline{\sigma}_\alpha}$, подчиняющуюся распределению Дики-Фуллера ($\overline{\alpha}$ – оценка коэффициента α, $\overline{\sigma}_\alpha$ – выборочное среднеквадратическое отклонение). Если абсолютное значение статистики больше некоторого критического значения, то нулевую гипотезу отвергают и считают, что ряд относится к стационарным процессам, в противном случае нулевую гипотезу принимают. Вид распределения Дики-Фуллера, его квантили и критические значения зависят от того, включены ли в оцениваемую модель константа или тренд.

Существуют различные процедуры применения теста Дики-Фуллера. Наиболее распространенная из них описана, например, в [8] и связана с последовательной проверкой гипотез для анализа всех возможных составляющих моделей (1). В соответствии с указанной процедурой после проверки нулевой гипотезы для полной модели (1) в случае, если гипотезу принимают, оценивают параметры новой модели

$$y_t = \mu + \beta t + \sum_{j=1}^{p-1} \alpha_j y_{t-j} + \varepsilon_t \qquad (2)$$

и проверяют значимость коэффициента β. Если коэффициент β оказывается значимым, тест заканчивают, в противном случае проверяют гипотезу $(H_0 : \alpha = 0)$ для модели вида

$$y_t = \mu + \alpha x_{t-1} + \sum_{j=1}^{p-1} \alpha_j y_{t-j} + \varepsilon_t. \qquad (3)$$

Если гипотезу $(H_0 : \alpha = 0)$ отвергают, то ряд представляет стационарный процесс авторегрессии, если принимают, то для уравнения

$$y_t = \mu + \sum_{j=1}^{p-1} \alpha_j y_{t-j} + \varepsilon_t \qquad (4)$$

оценивают параметры и вычисляют значимость свободного члена. Если свободный член значимый, тест заканчивают, если нет – проверяют гипотезу $(H_0 : \alpha = 0)$ для следующей модели:

$$y_t = \alpha x_t + \sum_{j=1}^{p-1} \alpha_j y_{t-j} + \varepsilon_t. \qquad (5)$$

В случае принятия нулевой гипотезы процесс является нестационарным, в альтернативном случае – стационарным авторегрессионным процессом.

Проверку коинтегрированности процессов измерений элементов исходного вектора x_t проводят

двумя методами Энгла и Грейнджера [6] и Йохансена [7], заключающимися в последовательном выполнении нескольких шагов (см. рис. 1). **Первый метод** при определении одинакового порядка интегрированности элементов векторного случайного процесса предполагает вычисление регрессии обычным методом наименьших квадратов и проверку порядка интеграции остатков регрессии, поскольку они также должны представлять стационарный случайный процесс.

По второму методу оценивают векторную авторегрессию размерности p:

$$x_t = \Pi_0 + \sum_{j=1}^{p} A_j x_{t-j} + \Psi D_t + \varepsilon_t,\ t = 1, \dots T, \qquad (6)$$

где исходный вектор x_t, вектор констант Π_0, вектор ошибок оценивания (остатков) $\varepsilon_t = (\varepsilon_{1t}, \dots, \varepsilon_{nt})'$ имеют размерность $(n \times 1)$, n – число исследуемых параметров, $A_j = (\alpha_{ik}(j))$; $i, k = 1, \dots, n$, $j = 1, \dots, p$.

После оценки коэффициентов модели (6) находят оценку матрицы $\Pi = I - A_1 - A_2 - \dots - A_p$, соответствующую представлению модели исправления ошибки:

$$y_t = \Pi_0 + \Pi x_{t-1} + \sum_{j=1}^{p-1} \Pi_j y_{t-j} + \Psi D_t + \varepsilon_t,\ t = 1, \dots T. \qquad (7)$$

Построение модели (7) связано с *гипотезой о существовании общей тенденции в изменении отдельных параметров*, или некоторой общей траектории, от которой значения параметров могут отклоняться, но к которой возвращаются при нормальном режиме функционирования испытуемого изделия. Ранг матрицы П соответствует количеству коинтегрирующих векторов, характеризующих зависимости между меняющимися параметрами. Если ранг матрицы П меньше n, ее представляют произведением $\Pi = \alpha\beta^T$. Строки матрицы β представляют отдельные коинтегрирующие векторы. Элементы матрицы α характеризуют скорость восстановления равновесного соотношения между параметрами.

В соответствии со **вторым методом** проводят два вспомогательных теста. Выдвигают нулевую гипотезу о том, что ранг матрицы П не превышает некоторого числа ($H_0 : rank\Pi < k$) и альтернативную гипотезу ($H_1 : rank\Pi = k$ или $H_1 : rank\Pi = r + 1$). Случайную функцию для проверки нулевой гипотезы против первой из приведенных альтернативных

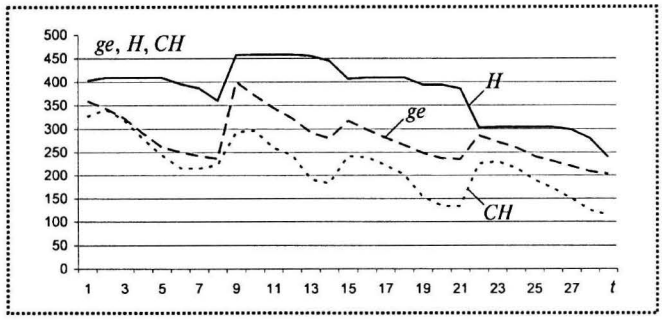


Рис. 2. Последовательности измерений параметров карбюраторного двигателя внутреннего сгорания

$$LR^{trace} = -T \sum_{i=r+1}^{n} \ln(1 - \bar{\lambda}_i) \qquad (8)$$

называют *статистикой следа*, которая пропорциональна сумме логарифмов собственных чисел матрицы (остальные $(k - r)$ собственных чисел считаются нулевыми), т.е. следу матрицы [7]. Для проверки второй альтернативной гипотезы используют *статистику максимального собственного числа*

$$LR^{\lambda-\max} = -T \ln(1 - \bar{\lambda}_{r+1}), \qquad (9)$$

пропорциональную логарифму максимального из ненулевых собственных чисел матрицы. В выражениях (8) и (9) $\bar{\lambda}_i$ – оценка максимального правдоподобия i-го корня уравнения (7) при упорядочении всех корней в порядке убывания.

В качестве примера рассмотрены случайные процессы измерений нескольких косвенных параметров, характеризующих работу карбюраторного двигателя внутреннего сгорания в ходе контрольных испытаний (см. рис. 1): удельного расхода топлива *ge* (г/э.лс.ч), разрежения во впускном коллекторе *H* (мм.рт.ст) и содержания *CH* (млн$^{-1}$) в отработавших газах. В соответствии с физическими законами функционирования двигателя косвенные параметры находятся в динамическом взаимодействии, целью статистического исследования является выявление этого взаимодействия в виде статистических причинно-следственных связей [10]. На рис. 2 видна нестационарность и схожее поведение в изменении значений всех параметров. Для подтверждения гипотезы о существовании общей тенденции к изменению по алгоритму (см. рис. 1) выполнен коинтеграционный анализ. Вычислительные процедуры

анализа построены с использованием прикладного программного обеспечения CATS (RATS) [11].

Результаты расширенного теста Дики-Фуллера для случайных процессов изменения параметров *ge*, *H*, *CH*, а также первых разностей процессов *Dge*, *DH*, *DCH*, соответственно, представлены в табл. 1. Они свидетельствуют о нестационарности рядов, поскольку гипотеза о наличии единичного корня принята на всех представленных уровнях значимости. Однако гипотеза о стационарности первых разностей *Dge*, *DH*, *DCH* отвергнута на этих уровнях значимости, и, следовательно, трансформированные ряды являются стационарными. В результате случайные процессы, полученные по результатам измерений всех параметров, приняты интегрированными первого порядка.

С использованием тестовой статистики максимального собственного числа (9) попарно для всех параметров определен ранг коинтеграции $r = 1$ (табл. 2).

Матрицы α, β и П для каждой пары параметров представлены в табл. 3. Первая из строк матрицы β содержит коэффициенты линейной комбинации рядов, ближайшей к стационарной. Вторая строка соответствует линейной комбинации, занимающей в этом отношении второе место и т.д.

Так как ранг коинтеграции каждой пары параметров равен 1 ($r = 1$), то в качестве оценки коинтегрирующего вектора выбирают вектор с элементами первой строки. Путем деления всех элементов строки на первый элемент получают коинтегрирующие векторы, которые можно представить в виде соотношения между параметрами:

$$H_t = -220{,}126 + 2{,}143 ge_t + e_t; \quad (10)$$

$$CH_t = 170{,}879 + 0{,}109 ge_t + e_t. \quad (11)$$

Аналогично получена зависимость между всеми тремя параметрами:

$$CH_t = -50{,}9 + 0{,}119 H_t + 1{,}129 ge_t + e_t. \quad (12)$$

1. Результаты расширенного теста Дики-Фуллера

Параметры	Значения рассмотренного критерия Дики-Фуллера t-adf	Критические значения (5 %)	Единичный корень	Константа	Тренд
ge	–2,151	–2,97	Есть	Есть	Нет
H	0,005				
CH	–1,518				
Dge	–5,240		Нет		
DH	–5,173				
DCH	–3,870				

2. Определение ранга коинтеграции

Гипотеза	Пары параметров					
	ge и *H*			*ge* и *CH*		
H_0	Собственные числа	$LR^{\lambda-\max}$	$LR^{\lambda-\max}$ (90 %)	Собственные числа	$LR^{\lambda-\max}$	$LR^{\lambda-\max}$ (90 %)
0	0,4077	14,14	10,29	0,2594	12,79	10,29
1	0,0584	1,63	7,50	0,1593	4,68	7,50

3. Результаты вычисления матриц α и β и П для каждой пары параметров

Пары параметров	Матрицы							
H и *ge*	β (транспонированная)			α		П		
	H	*ge*	const	6,781 −16,334	6,269 6,459	*H*	*ge*	const
	−0,016 0,001	0,034 0,003	−3,462 −1,144			−0,104 0,260	0,227 −0,552	−30,649 49,166
CH и *ge*	β (транспонированная)			α		П		
	CH	*ge*	const	−16,097 −12,595	2,876 11,227	*CH*	*ge*	const
	0,019 0,027	−0,002 −0,042	−3,230 5,972			−0,227 0,064	−0,088 −0,446	69,169 107,735

Вывод

Рассчитанные коэффициенты характеризуют динамическое взаимодействие параметров исправных изделий и при их функционировании остаются статистически одинаковыми. При отклонении режима функционирования от номинального происходит нарушение взаимодействия и, как следствие, нарушение статистических связей между параметрами и изменение вероятностных характеристик коэффициентов. Поэтому установленные статистические зависимости составляют основу для решения ряда задач, связанных с оценкой состояния сложных машиностроительных изделий по информативным параметрам в ходе автоматизированных производственных испытаний. Дополнительные методы статистического анализа, минимизирующие случайные ошибки измерений, при исследовании рабочих процессов позволяют с заданной точностью рассчитать истинные значения параметров. Полученные аналитические соотношения определяют возможность построения векторных авторегрессионных моделей, прогноза будущих значений параметров и динамических зависимостей, выявления отклонений при эксплуатации изделий и проектирования схем контроля значений параметров в реальном режиме времени без использования дополнительных измерительных средств.

Список литературы

1. **Машиностроение.** Энциклопедия / Т-III-5 / Технология сборки в машиностроении // А.А. Гусев, В.В. Павлов, А.Г. Андреев. Под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. М.: Машиностроение, 2001. 640 с.
2. **Скурихин В.И., Квачев В.Г., Валькман Ю.Р., Яковенко Л.П.** Информационные технологии в испытаниях сложных объектов. Киев.: Наук. думка, 1990. 320 с.
3. **Alwan L.C., Roberts H.V.** Time Series Modeling for Statistical Process Control // Journal of Business and Economics Statistics, 1988, vol. 6, N 1. P. 87–95.
4. **Рыбалко В.В.** Параметрическое диагностирование энергетических объектов на основе факторного анализа в среде Statistica // Exponenta Pro, 2004. С. 78–83.
5. **Hamilton J.D.** Time Series Analysis. Princeton: Princeton University Press, 1994. 799 p.
6. **Engle R.E., Granger C.W.J.** Cointegration and Error Correction: Representation, Estimation and Testing // Econometrica, 1987. Vol. 55. P. 251–276.
7. **Johansen S.** Estimation and Hypothesis Testing of Cointegration Vectors in Gaussian Vector Autoregressive Models // Econometrica, 1989. Vol. 59. N 6. P. 155.
8. **Гребенюк Е.А.** Методы анализа нестационарных временных рядов с неявными изменениями свойств // Автоматика и телемеханика. 2005. № 12. С. 3–30.
9. **Гребенюк Е.А.** Обнаружение изменений свойств нестационарных случайных процессов // Автоматика и телемеханика. 2003. № 12. С. 44–59.
10. **Первухина Е.Л., Голикова В.В.** Вычислительные аспекты поиска причинно-следственных зависимостей между параметрами сложных систем // Системные технологии. Днепропетровск, Украина, 2006. № 5 (46). С. 101–112.
11. **Hansen H.** CATS in RATS: Cointegration Analysis of Time Series, Handbook for the software package CATS / H. Hansen, K. Juselius. Illinois: ESTIMA, 1995. 155 p.

И.В. Копылов, А.А. Федоров *(ОАО "НПО "Сатурн", г. Рыбинск)*

Определение статического момента рабочих лопаток вентилятора в трех направлениях как способ снижения вибрации двигателя на рабочих режимах

Рассмотрено повышение степени двухконтурности двигателей путем использования высоконапорных вентиляторов. Для обеспечения снижения уровня вибрации ротора во всем диапазоне рабочих режимов двигателя в ОАО "НПО "Сатурн" разработаны и внедрены в производство новая методика измерения статических моментов рабочих лопаток вентилятора и новые критерии распределения этих лопаток в диске вентилятора.

Increase by-pass ratio of engines by using high-pressure fans sobtained. In order to decrease rotor vibration level over all normal operation range of the engine, a new technique of fan blade static moment measurement and a new criteria of these blades distribution in fan disk has been developed and introduced in production at NPO Saturn.

Тенденцией современного двигателестроения является повышение степени двухконтурности двигателей путем использования высоконапорных вентиляторов, конструкция которых должна удовлетворять высоким требованиям по уровню аэродинамических характеристик в широком диапазоне условий эксплуатации, по общей массе, допустимому уровню шума.

Использование рабочих лопаток вентилятора бóльшего размера без антивибрационных полок позволяет повысить газодинамическую эффективность вентилятора не менее чем на 6 %, снизить (на крейсерских режимах) удельный расход топлива на 4 %, увеличить расход воздуха через вентилятор. Последнее чрезвычайно важно, так как проходящий по наружному контуру воздушный поток создает около 75 % общей силы тяги. Кроме указанных преимуществ, широкохордные лопатки вентилятора обладают повышенной устойчивостью к ударам. Отличают такие лопатки от традиционно используемых увеличенная масса (до 5 кг и более) и более крупные размеры.

Изменился вид рабочей лопатки вентилятора – она стала больше, шире, получила большую степень скручивания вокруг оси пера. Среди разработок ОАО "НПО "Сатурн" рабочие лопатки такого вида применили на двигателях Д30КП-3 "Бурлак" и SaM-146, получивших название "широкохордных", что говорит об увеличенном отношении ширины лопатки к ее длине. Лопатки стали гораздо сложнее в изготовлении:

- сложнее стала заготовка, для обработки требуются многокоординатные обрабатывающие центры;
- сложнее стала станочная и измерительная оснастки, потребовалось освоение новых видов обработки.

Использование таких лопаток в двигателе требует нового подхода к сборке рабочих колес вентилятора.

Место рабочей лопатки в диске определяют с учетом ее массы и статического момента, определяемого как действие ее массы на длине плеча радиуса рабочего колеса (рис. 1).

Определение массы при работе с широкохордными лопатками недостаточно, поскольку лопатка имеет сложную пространственную форму, большую длину, консольное закрепление (отсутствуют бандажные полки). Для лопаток с широкой хордой недостаточно определения статического момента в одном (радиальном) направлении.

Вычислим силы, действующие на широкохордные лопатки при вращении ротора (рис. 2).

Традиционный радиальный статический момент лопатки *Rd* вызван действием силы, направленной вдоль оси лопатки, перпендикулярно оси вращения двигателя, т.е. лопатка с наибольшим статическим моментом в этой оси может являться своеобразным тяжелым местом несбалансированного рабочего колеса с лопатками. Для обеспечения минимального уровня вибрации ротора достаточно измерения статического момента в радиальном направлении с последующим распределением комплекта взвешенных рабочих лопаток в диске вентилятора.

В целях снижения уровня вибрации ротора во всем диапазоне рабочих режимов двигателя в ОАО "НПО "Сатурн" разработаны и внедрены в производство новая методика измерения статических

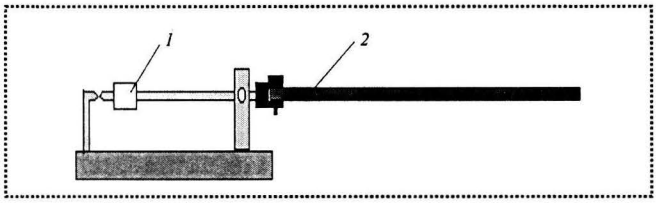


Рис. 1. Схема определения статического момента лопатки:
1 – противовес; *2* – взвешиваемая лопатка

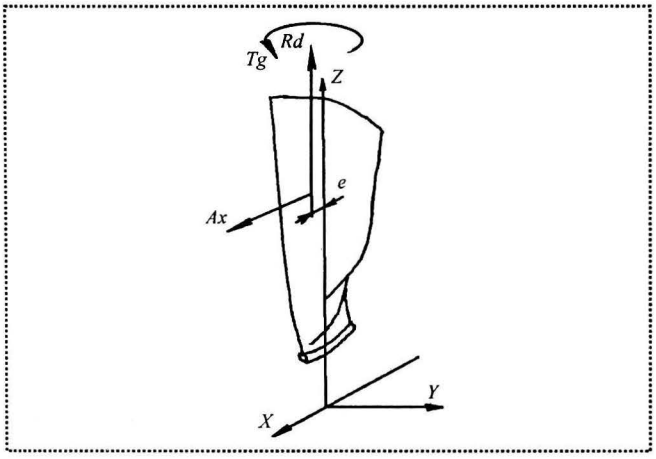


Рис. 2. Силы, действующие на лопатку

моментов рабочих лопаток вентилятора и новые критерии распределения их в диске вентилятора.

Лопаток в диске вентилятора стало меньше, но они стали больше и тяжелее, лопатки одного комплекта могут иметь существенную разницу в массе и разные статические моменты. Эта разница приводит к несбалансированности рабочего колеса. Дисбаланс вращающихся масс ротора является одним из самых наиболее распространенных дефектов различных роторных машин, обычно приводящим к резкому увеличению вибраций.

Все многообразие причин появления дисбалансов можно свести в несколько основных групп:

- дефект изготовления вращающегося ротора или его элементов;
- неправильная сборка ротора;
- наличие на вращающемся роторе недостаточно прочно закрепленных деталей и узлов.

Вентилятор двигателя представляет собой консольно закрепленный ротор, и наличие вращающейся несбалансированной консольной массы приводит к быстрому износу опорных подшипников. Консольный ротор чаще всего имеет статический дисбаланс, гораздо реже одновременно имеют место оба вида – статический и динамический дисбалансы.

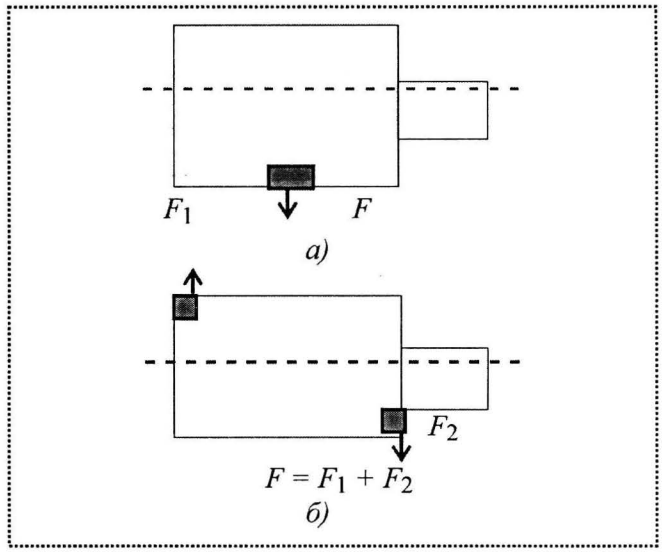


Рис. 3. Появление дисбаланса

Самое простое представление о статическом дисбалансе можно получить, рассматривая вращение вентилятора, имеющего одну, изначально более тяжелую, чем остальные, рабочую лопатку (рис. 3, *а*). Динамическая неуравновешенность (рис. 3, *б*) возникает из-за несовпадения главной центральной оси инерции вентилятора с осью вращения двигателя. Ее можно представить, рассматривая вентилятор не как плоский диск, а как объемное тело, части которого вдоль оси вращения имеют свои статические дисбалансы.

Если центры тяжести лопаток не лежат в одной плоскости из-за погрешностей изготовления, сборки, разности в жесткостях, а следовательно, и в деформациях во время работы двигателя, то имеет место динамическая неуравновешенность.

Для исключения негативного влияния описанных дисбалансов идеальный случай – постановка в сбалансированный диск набора лопаток с одинаковой массой. В реальных условиях, имея несбалансированный диск и разные по массе рабочие лопатки, можно расположить лопатки в таком сочетании, когда собранное рабочее колесо имеет вполне допустимую несбалансированность.

Распределением рабочих лопаток может производиться:

♦ окончательная балансировка роторов, если оптимизацией расстановки лопаток достигается необходимая точность балансировки;

♦ предварительная балансировка роторов, если требуемая точность балансировки не достигается, но существует ограничение на величину корректи-

рующей массы при последующей балансировке, которую нельзя обеспечить путем произвольного распределения рабочих лопаток.

Для оптимизации дисбаланса рабочего колеса и обеспечения снижения уровня вибрации ротора на рабочих режимах двигателя введены два дополнительных параметра измерения лопаток вентилятора (см. рис. 2):

1. Статический момент в тангенциальном направлении лопатки – момент пары сил, вращающий лопатку вокруг ее оси Tg – проявляется наличием вращающих напряжений, стремящихся скрутить перо лопатки относительно закрепленного замка, поскольку центр тяжести лопатки смещен относительно ее оси на величину эксцентриситета;

2. Статический момент в осевом направлении – момент от аэродинамической силы, действующей вдоль оси двигателя и смещающий лопатку в направлении к входу двигателя Ax, стремящийся изогнуть ось вентилятора или при равномерно распределенном моменте лопаток оторвать вентилятор от ротора двигателя.

Помимо дополнительных параметров измерения статического момента рабочих лопаток вентилятора разработаны и введены дополнительные ограничения (критерии) распределения лопаток в диске вентилятора.

Распределение лопаток в диске можно произвести *по среднему значению статистических моментов для каждой лопатки*

$$\vec{S}_j = \sqrt{(\vec{R}d_{ny} + \vec{T}g_{ny})^2 + (\vec{R}d_{nz} + \vec{T}g_{nz})^2 + \vec{A}x_k}\ .$$

Статистический дисбаланс собранного колеса равен

$$\vec{S}_k = \Sigma\vec{S}_j + \vec{D}, \qquad (1)$$

где D – дисбаланс колеса без лопаток; S_j – статический момент j-й лопатки, вектор направления которого определяется углом установки лопатки.

Критерии *по статическим моментам лопаток при их расстановке в пазах диска*:

разность статических моментов между лопатками в паре, г·см:

$$\Delta Rd_n = |Rd_n - Rd_{n+12}| < 400; \qquad (2)$$

$$\Delta Tg_n = |Tg_n - Tg_{n+12}| < 800; \qquad (3)$$

$$\Delta Ax_n = |Ax_n - Ax_{n+12}| < 800. \qquad (4)$$

Радиальный статический момент в проекции на оси координат в плоскости вращения лопаток (ZY)

$$\overline{R}d_n = Rd_n(\cos\phi_n + j\sin\phi_n). \qquad (5)$$

Сумма радиальных статических моментов в паре

$$\begin{aligned}\overline{\Delta}Rd_k &= Rd_n(\cos\phi_n + j\sin\phi_n) + Rd_{n+12}(\cos(\phi_n + \pi) + \\ &+ j\sin(\phi_n + \pi)) = Rd_n(\cos\phi_n + j\sin\phi_n) - \\ &- Rd_{n+12}(\cos\phi_n + j\sin\phi_n),\end{aligned} \qquad (6)$$

где ϕ_n – угол установки n лопатки; $n + 12$ – сумма статических моментов в паре лопаток (общая сумма лопаток в колесе 24).

В проекции на оси

$$\Delta Rd_{ky} = (Rd_n - Rd_{n+12})\cos\phi_n; \qquad (7)$$

$$\Delta Rd_{kz} = (Rd_n - Rd_{n+12})\sin\phi_n. \qquad (8)$$

Общий радиальный момент всех пар лопаток, г·см

$$\Sigma\Delta Rd_{ky} = \Sigma(Rd_n - Rd_{n+12})\cos\phi_n;$$

$$\Sigma\Delta Rd_{kz} = \Sigma(Rd_n - Rd_{n+12})\sin\phi_n;$$

$$\Sigma\Delta Rd_k = \sqrt{(\Sigma\Delta Rd_{ky})^2 + (\Sigma\Delta Rd_{kz})^2} \le 1100. \qquad (9)$$

Тангенциальный статический момент. Радиальный статический момент в проекции на оси ZY координат в плоскости вращения лопаток

$$\overline{T}g_n = Tg_n(-\cos\phi_n - j\sin\phi_n). \qquad (10)$$

Сумма тангенциальных статических моментов в паре

$$\begin{aligned}\overline{\Delta}Tg_k &= Tg_n(-\cos\phi_n - j\sin\phi_n) + Tg_{n+12}(-\cos(\phi_n + \pi) - \\ &- j\sin(\phi_n + \pi)) = -Tg_n(\cos\phi_n + j\sin\phi_n) + \\ &+ Rd_{n+12}(\cos\phi_n + j\sin\phi_n).\end{aligned} \qquad (11)$$

В проекции на оси

$$\Delta Tg_{ky} = (Tg_{n+12} - Tg_n)\cos\phi_n; \qquad (12)$$

$$\Delta Tg_{kz} = (Tg_{n+12} - Tg_n)\sin\phi_n. \qquad (13)$$

Общий тангенциальный статический момент всех пар лопаток

$$\Sigma\Delta Tg_{ky} = \Sigma(Tg_{n+12} - Tg_n)\cos\phi_n;$$

$$\Sigma\Delta Tg_{kz} = \Sigma(Tg_{n+12} - Tg_n)\sin\phi_n;$$

$$\Sigma\Delta Tg_k = \sqrt{(\Sigma\Delta Tg_{ky})^2 + (\Sigma\Delta Tg_{kz})^2}. \qquad (14)$$

Сумма тангенциального и радиального статического моментов, г·см,

$$\begin{aligned}&\Sigma\Delta Rd_k + \Sigma\Delta Tg_k = \\ &= \sqrt{(\Sigma\Delta Rd_{ky} + \Sigma\Delta Tg_{ky})^2 + (\Sigma\Delta Rd_{kz} + \Sigma\Delta Tg_{kz})^2} \le 1100.\end{aligned} \qquad (15)$$

Сумма осевых статических моментов, г·см:

$$\Sigma\Delta Ax_k = \Sigma(Ax_n - Ax_{n+12}) \le 400. \quad (16)$$

Сумма моментов по трем осям, г·см:

$$\Sigma\Delta Rd_k + \Sigma\Delta Tg_k + \Sigma\Delta Ax_k = \\ = [(\Sigma\Delta Rd_{ky} + \Sigma\Delta Tg_{ky})^2 + (\Sigma\Delta Rd_{kz} + \Sigma\Delta Tg_{kz})^2 + \\ + \Sigma\Delta Ax_k]^{1/2} \le 300. \quad (17)$$

Ограничения, г·см:

$$\Sigma\Delta Rd_k = \sqrt{(\Sigma\Delta Rd_{ky})^2 + (\Sigma\Delta Rd_{kz})^2} \le 1100; \quad (18)$$

$$\Sigma\Delta Rd_k + \Sigma\Delta Tg_k = \\ = \sqrt{(\Sigma\Delta Rd_{ky} + \Sigma\Delta Tg_{ky})^2 + (\Sigma\Delta Rd_{kz} + \Sigma\Delta Tg_{kz})^2} \le 1100; \quad (19)$$

$$\Sigma\Delta Ax_k = \Sigma(Ax_n - Ax_{n+12}) \le 400; \quad (20)$$

$$\Sigma\Delta Rd_k + \Sigma\Delta Tg_k + \Sigma\Delta Ax_k = [(\Sigma\Delta Rd_{ky} + \Sigma\Delta Tg_{ky})^2 + \\ + (\Sigma\Delta Rd_{kz} + \Sigma\Delta Tg_{kz})^2 + \Sigma\Delta Ax_k]^{1/2} \le 300. \quad (21)$$

Все нововведения при измерении статических моментов рабочих лопаток и при распределении лопаток в диске реализованы в новом приборе для измерения статических моментов ИСМ-0,4 на базе прибора ИСМ-0,2 (рис. 4), разработанном ООО "Мера" (Москва). Прибор впервые в России спроектирован и изготовлен для ОАО "НПО "Сатурн". Для реализации распределения лопаток в диске с учетом новых ограничений в ООО "Мера" разработано программное обеспечение.

Жесткая горизонтальная штанга, поддерживаемая на кромках ножа, с динамометрическим датчиком на весах для определения момента дают статический момент лопатки из произведения силы (масса измеряемой лопатки) на плечо рычага (константа). Величина момента показана на цифровом измерительном приборе. Прямая электронная индикация обеспечивает экстремально широкий диапазон измерения. Используя исключительно точные компоненты электроники, получаем высокую точность индикации по всему диапазону.

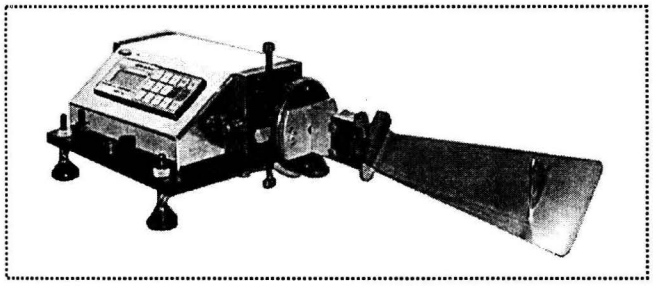


Рис. 4. Прибор ИСМ-0,2

Специальные характеристики ИСМ-04

◇ "Сердцем" весов является измерительная штанга с прецизионными кромками ножа. На одном конце имеется соединительный фланец. Он предназначен для установки муфт, которые поддерживают лопатки на рабочем радиусе, т.е. на таком же расстоянии от оси поворота весов, какое лопатки будут иметь от действительной рабочей оси вала.

◇ Система взвешивания со встроенным компьютером компенсирует воздействия от муфты для установки лопатки и эталонной (мастер) лопатки в случае относительных измерений. Демпфер (гаситель колебаний) обеспечивает короткое время настройки. Ряд предусмотренных мер по безопасности предотвращает удары, которые могут случиться при замене лопаток или муфт от касания кромок ножа или динамометрического датчика. Установка весов для определения момента возможна прямо на сплошной и свободный от вибраций фундамент или на стол в зависимости от поставленной задачи.

◇ Прибор имеет встроенную систему автокалибровки, точность его показаний в любой момент времени можно проверить. На переходную муфту крепят настроечную штангу, на которую устанавливают эталонную массу (гиря), и проверяют правильность работы по совпадению показаний прибора к величине эталонной массы.

◇ Отличительной особенностью от прибора предыдущего поколения (см. рис. 4) является возможность поворота измеряемой лопатки вокруг оси прибора с учетом эксцентриситета *e* (см. рис. 2), являющегося конструктивной особенностью рабочей лопатки. Поворотное приспособление с использованием пневмоцилиндра позволяет перейти к измерению статического момента, обозначенного как *Ax* (см. на рис. 2).

◇ Программное обеспечение прибора позволяет произвести распределение лопаток в рабочем колесе с учетом совокупных ограничений.

Вывод

Определение места каждой из рабочей широкохордной лопатки с учетом рассмотренных зависимостей позволяет устранить негативное влияние ранее не учитываемых сил и обеспечить минимальный дисбаланс собранного вентилятора. Эти мероприятия в итоге должны обеспечить максимальную надежность работы опорных подшипников и двигателя в целом.

О.А. Горленко, *д-р техн. наук,* **В.П. Тихомиров**, *д-р техн. наук,* **А.С. Проскурин**
(Брянский государственный технический университет)

Зубчатая передача как функциональный модуль объекта проектирования

Рассмотрена зубчатая передача в качестве функционального модуля, который представляет собой систему элементов, способную выполнять свои функции и отвечающую в полной мере техническим требованиям в заданных условиях эксплуатации. Приведены примеры определения допусков исходя из критериев работоспособности передач зубчатыми колесами. Предложена методика, позволяющая оценить допуски для конкретной проектируемой передачи.

The tooth gearing is examined as the functional module which represents system of the elements, capable to carry out the functions and answering to the full to technical requirements in the set conditions of operation. Examples of definition of admissions are resulted, proceeding from criteria of working capacity of transfers by cogwheels. The technique is offered, allowing to estimate admissions for concrete projected transfer.

Функциональный модуль (ФМ) представляет собой систему элементов, способную выполнять свои функции и отвечающую в полной мере техническим требованиям в заданных условиях эксплуатации. Параметры ФМ определяются качеством рабочих поверхностей, а также системой допусков и посадок элементов, из которых состоит сам модуль.

Рассмотрим передачу с зубчатыми колесами в качестве функционального модуля.

Одним из важных показателей работоспособного состояния цилиндрической зубчатой передачи является боковой зазор (БЗ) в зацеплении. Его величина может быть разной в зависимости от вида сопряжения.

У передач с колесами, имеющих модули от 1 мм и выше (ГОСТ 1643–81), различают следующие виды сопряжения, независимые от степени точности, с боковым зазором:

- H – нулевым;
- E – весьма малым;
- D – малым;
- C – уменьшенным;
- B – нормальным;
- A – увеличенным.

Нормы бокового зазора по действующим стандартам не связаны с конструкцией и с условиями эксплуатации передач с зубчатыми колесами, что приводит к отказу функционирования передачи. Для качественного обеспечения сборки задача нормирования бокового зазора является актуальной для современного машиностроения.

Существуют две системы нормирования БЗ для передач с цилиндрическими зубчатыми колесами [1]. Отечественные стандарты регламентируют нормы БЗ, а международный стандарт ISO 1328–1:1995 устанавливает БЗ в долях погрешностей окружного шага.

Минимальный размер бокового зазора определяется толщиной слоя смазочного материала, температурными деформациями (расширением зубьев вследствие их нагрева) и жесткостью валов и зубьев. Максимальный зазор вследствие износа колеса приводит к появлению чрезмерных ударных воздействий на зубья и ограничению срока службы передачи.

Таким образом, определение оптимального значения бокового зазора необходимо для нахождения допусков на размеры элементов, входящих в функциональный модуль, и посадок сопряженных элементов.

Оптимальное значение бокового зазора. Стандарт предусматривает величину гарантированного бокового зазора $j_{n\,\min}$. Например, для силовых передач (модуль $m > 1$), у которых межосевое расстояние свыше 80 до 400 мм $j_{n\,\min}$ изменяется от 35 до 360 мкм (для видов сопряжений зубьев H, E, D, C, B и A).

Боковой зазор в зацеплении равен расстоянию между неконтактирующими поверхностями смежных зубьев при контакте их рабочих поверхностей (рис. 1). Принято считать, что боковой зазор обеспечивается допусками на толщину зубьев и межосевое расстояние и в расчетах геометрических передач не учитывается.

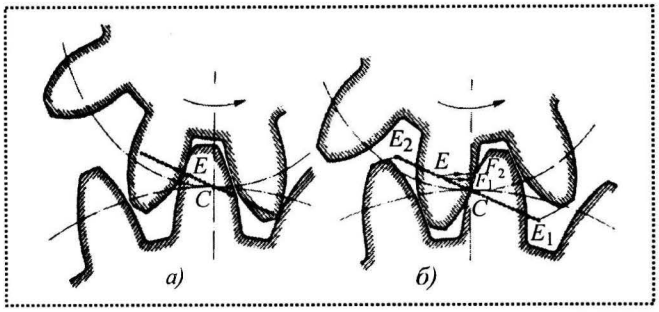


Рис. 1. Картина зацепления:
а – двухпарное; *б* – однопарное

Пусть j_n – боковой зазор по стандарту, $\delta = h_{см} + \delta_т$ – расчетный зазор с учетом толщины смазочного материала и теплового расширения.

Требуется сравнить значения бокового зазора j_n и расчетного зазора δ. Это сравнение дает возможность оценить реальную величину бокового зазора в целях назначения обоснованных из условия работы передачи допусков на элементы функционального модуля, в частности валы и шпонки.

В качестве примера оценим величину температурного расширения зуба

$$\delta_т = l\alpha\Delta T,$$

где l – ширина зуба; α – коэффициент линейного расширения (для стали $\alpha = 11{,}7\cdot10^{-6}$ К$^{-1}$); ΔT – температура зуба, К.

Для $m = 5$, $l = 0{,}5\pi m$ и $\Delta T = 500$ К имеем, мкм,

$$\delta_т = 0{,}5\pi m\alpha\Delta T = 46.$$

Считается состояние зубчатых колес работоспособным, если между зубьями, передающими вращающий момент, находится слой смазочного материала, препятствующий возникновению металлических контактов. В этом случае отношение толщины смазочного материала к суммарной высоте шероховатости определяется выражением

$$\lambda = \frac{h_{см}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}},$$

где R_q – среднее квадратическое отклонение высот неровностей.

При $\lambda > 1$ имеет место устойчивый слой эластогидродинамической смазки, демпфирующей ударные нагрузки и препятствующий заеданию тяжелонагруженных зубчатых передач. В режиме эластогидродинамической смазки для зубчатых передач толщина слоя смазочного материала равна

$$h_{см} = 2{,}65\alpha_p^{0,54} Rr_1^{1,13}(\eta_0\omega_1 y_v)^{0,7} y_p^{0,48} F_n^{-0,13} E^{-0,03},$$

где α_p – коэффициент в уравнении Баруса, см^2/кН; Rr_1 – радиус делительной окружности шестерни, см; η_0 – динамическая вязкость масла в нормальных условиях, кНс/см^2; ω_1 – угловая скорость шестерни, с$^{-1}$; F_n – нормальная нагрузка, кН; E – модуль упругости материала колес, кН/см^2; функции

$$y_v = \left(1 + x\frac{u^2-1}{2u}\right),\ y_p = \frac{1}{1+u}(1 + x + ux)(u - x - ux),$$

где $x = l_р/(a_w\sin\alpha)$; $-\frac{1}{1+u} \le x \le \frac{u}{1+u}l_p$ – расстояние от полюса до рассматриваемой точки контакта; a_w – межосевое расстояние; α – угол зацепления; u – передаточное число; $l_р$ – рабочая длина шпонки.

В качестве примера расчета рассмотрим однопарное зацепление $x = 0$ и $u = 1$. Тогда $h_{см} = 2{,}65\cdot20^{0,54}\cdot5^{1,13}(2\cdot10^{-7}\cdot100\cdot0{,}364)^{0,7}0{,}5^{0,43}\cdot1000^{-0,13}\times(2\cdot10^6)^{-0,03} = 0{,}00394$ см или 39,4 мкм.

Расчетный боковой зазор будет равен $\delta = 46 + 39{,}4 = 85{,}4$ мкм.

Смещение (вхождение зуба во впадину между зубьями), обусловленное перекосом зубьев в вертикальной плоскости, определим из выражения

$$j_в = [j_{n\,min} - (\delta_т + h_{см})]\operatorname{ctg}\alpha.$$

Смещение $j_в$ (j_y) определяет смещение шпоночного паза относительно оси вала. Это выражение позволяет также оценить допуск на перпендикулярность торца буртика, к которому прижимается зубчатое колесо:

$$\delta_\perp = \frac{d_б j_в}{2b},$$

где $d_б$ – диаметр буртика; b – ширина колеса.

С другой стороны, предельное отклонение от перпендикулярности относительно торцовой поверхности определяют напряжениями смятия в сопряжениях вал – ступица, шпонка – ступица.

В результате запрессовки зубчатого колеса до полного прилегания к торцовой поверхности контактное давление в соединении будет неравномерным (рис. 2).

При диаметре вала 50...80 мм (посадка *H7/p6*) значения минимального и максимального натяга равны $N_{min} = 2$ мкм, $N_{max} = 51$ мкм.

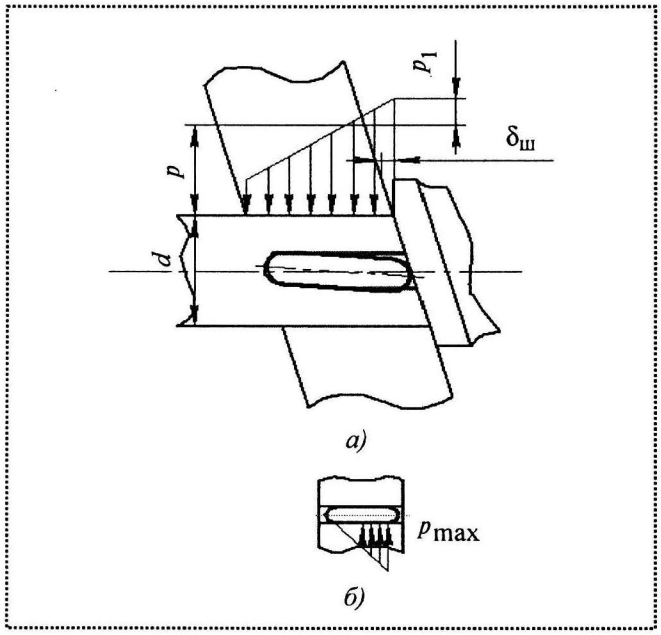


Рис. 2. Влияние неперпендикулярности и смещения шпонки относительно оси вала и распределение давления в соединениях: *а* – вал – ступица; *б* – шпонка – ступица; *p* – давление, соответствующее расчетному натягу при отсутствии перекоса; p_1 – давление, определяемое неперпендикулярностью вала относительно торцовой поверхности буртика

При определенных допущениях, когда распределение давления при перекосе подчиняется косинусоидальному закону, можно найти максимальное давление

$$p_{max} = p + p_{min} = (1 + 4/\pi)p.$$

Приравняв $p_{max} = [\sigma_{см}]$, найдем

$$p = \frac{\pi[\sigma_{см}]}{4+\pi}.$$

Предельный натяг, связанный с посадочным давлением зависимостью Ляме, определяется выражением

$$N = 10^3 \frac{\pi[\sigma_{см}]}{4+\pi} d\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}\right),$$

где

$$c_1 = \frac{1+\left(\frac{d_1}{d}\right)}{1-\left(\frac{d_1}{d}\right)} - \nu_1;\ c_2 = \frac{1+\left(\frac{d}{d_2}\right)}{1-\left(\frac{d}{d_2}\right)} + \nu_2;$$

d – диаметр вала; d_1 – диаметр отверстия для полого вала (для сплошного вала $d_1 = 0$); d_2 – наружный диаметр ступицы; E_1, E_2 – модули упругости вала и ступицы соответственно; ν_1, ν_2 – коэффициенты Пуассона вала и ступицы соответственно.

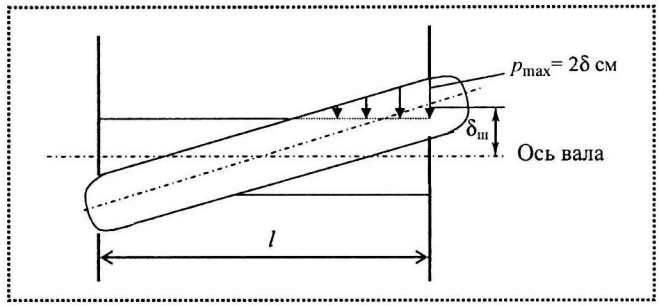


Рис. 3. Смещение шпоночного паза

Применяя гипотезу Винклера о пропорциональности перемещения приложенному давлению и учитывая линейный закон изменения давления при перекосе вдоль ширины ступицы, запишем

$$\mathrm{tg}\alpha = \frac{N - N_{min}}{2l}.$$

Тогда неперпендикулярность торца ступицы относительно оси вала равна

$$\delta_\perp = \frac{d_\delta}{2}\sin\left(\mathrm{arctg}\frac{N - N_{min}}{2l}\right).$$

Смещение шпоночного паза $\delta_ш$ относительно оси вала определим исходя из расчета шпонки на смятие. На рис. 3 показана условная расчетная схема.

Полагаем, что нулевое давление имеет место при $l = 0$ и максимальное давление – при длине ступицы l, тогда

$$\delta_ш = 2\lambda\sigma_{см},$$

где λ – податливость; $\sigma_{см}$ – действующее напряжение смятия, определяемое по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{4\cdot 10^3 T}{d l_p h},$$

где T – передаваемый крутящий момент, Н·м; h – высота шпонки, мм.

Перекос осей валов в горизонтальной плоскости представлен на рис. 4.

Этот перекос приводит к неравномерности распределения нагрузки по линии контакта зубьев и выражается коэффициентом k_β. На рис. 5 представлены возможные перекосы валов.

Расчет зубчатых передач на прочность учитывает коэффициент неравномерности нагрузки. Полагаем,

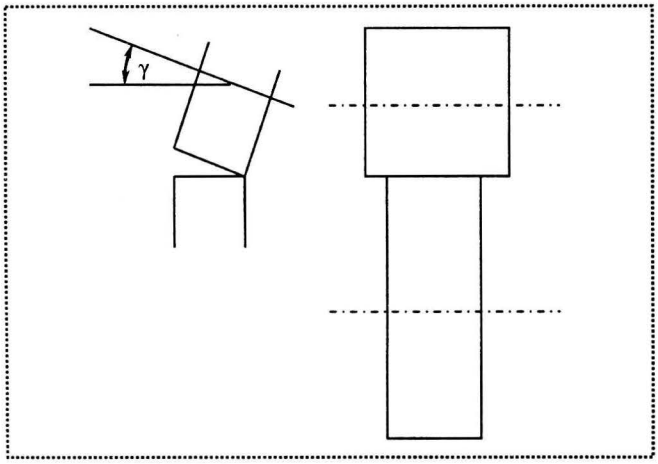


Рис. 4. Перекос осей валов

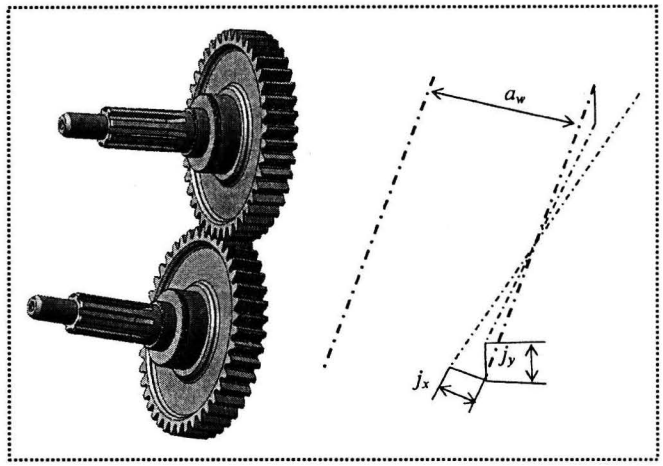


Рис. 5. Смещение осей валов цилиндрических зубчатых колес в горизонтальной и вертикальной плоскостях

что при проектировании передачи цилиндрическими зубчатыми колесами в соответствии с существующими рекомендациями назначена величина коэффициента k_β. Задача заключается в том, чтобы найти предельную величину перекоса на основании заданной величины коэффициента неравномерности нагрузки.

В работе [2] дано выражение для оценки k_β, полученное на основе анализа экспериментальных данных контактной усталости рабочих поверхностей зубьев

$$k_{H\beta} = 1 + \alpha_H \left(\left|F_\beta\right| / b\right)^n,$$

где b – ширина колеса, мм; n – показатель степени; α_H – корректирующий коэффициент; F_β – перекос, мкм.

При оценке k_β следует учитывать суммарную величину перекосов вследствие ошибок изготовления и сборки, а также из-за деформации валов, подшипниковых узлов и самих зубьев. Причем деформация зубьев несколько уменьшает величину коэффициента неравномерности нагрузки вдоль зуба.

Для оценки допустимого перекоса F_β, отнесенного к единице длины зуба, используем известные выражения для $k_{H\beta}$. Коэффициент неравномерности (концентрации) нагрузки входит в расчетные зависимости, определяющие при проектировании параметры зацепления, в частности межосевое расстояние.

Рассмотрим существующие подходы, позволяющие приближенно определить коэффициент неравномерности нагрузки зубьев. Согласно работе [3] для асимметричного расположения шестерен относительно опор:

- при $1 < \psi_{bd} < 1{,}6$ и HRC ≥ 35

$$k_{H\beta} = 1 + 0{,}275\psi_{bd},$$

- при $1 < \psi_{bd} < 1{,}6$ и HRC < 35

$$k_{H\beta} = 1 + 0{,}1275\psi_{bd},$$

- при $\psi_{bd} < 1$ и HRC < 35

$$k_{H\beta} = 1 + 0{,}15\psi_{bd}.$$

В соответствии с немецким стандартом (DIN3990) назначение $k_{H\beta}$ зависит от квалитета, относительной ширины и самой ширины зуба (табл. 1).

Отечественный стандарт рекомендует определять коэффициент неравномерности нагрузки звеньев по формуле

$$k_{H\beta} = 1 + (k^0_{H\beta} - 1)\, k_{Hw},$$

где $k^0_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки неприработанных зубьев; k_{Hw} – коэффициент, учитывающий приработку зубьев и зависящий от окружной скорости колеса твердости зубьев.

1. Значения $k_{H\beta}$ (DIN3990)

Квалитет (DIN Qualität)	Коэффициент $k_{H\beta}$ неравномерности нагрузки зубьев
5	$1{,}135 + 0{,}18\psi^2_{bd} + 0{,}23 \cdot 10^{-3} b$
6	$1{,}15 + 0{,}18\psi^2_{bd} + 0{,}30 \cdot 10^{-3} b$
7	$1{,}17 + 0{,}18\psi^2_{bd} + 0{,}47 \cdot 10^{-3} b$
8	$1{,}23 + 0{,}18\psi^2_{bd} + 0{,}61 \cdot 10^{-3} b$

Для нахождения связи между коэффициентом неравномерности нагрузки и допуском на относительный перекос F_β/b использован следующий расчет.

В качестве примера найдем приближенную оценку перекоса F_β, приравняв расчетное значение $k_{H\beta}$ с экспериментальными данными.

Тогда

$$1+\alpha_H(F_\beta/b)^n=1+0{,}275(b/d_1)$$

при $1 < \psi_{bd} = b/d_1 < 1{,}6$ (где d_1 – диаметр делительной окружности шестерни).

Для определения α_H и n решим следующую систему уравнений:

$$\alpha_H(F_\beta/b)^n=0{,}303 \text{ при } \psi_{bd}=1{,}1,$$

$$\alpha_H(F_\beta/b)^n=0{,}413 \text{ при } \psi_{bd}=1{,}5.$$

Приняв $(F_\beta/b) = 1$ мкм/мм, найдем $\alpha_H = 0{,}358$. По данным [2] показатель степени $n = 1{,}2$.

Для частного случая имеем

$$0{,}358\left(\frac{F_\beta}{b}\right)^{1,2}=0{,}275\left(\frac{b}{d_1}\right).$$

Откуда

$$\left(\frac{F_\beta}{b}\right)=0{,}803\left(\frac{b}{d_1}\right)^{0,833}.$$

Сравним полученные данные с немецким стандартом (табл. 2) при $\psi_{bd} = 1{,}3$ и $b = 50$ мм.

Допуск на перекос

$$j_x=\pm\frac{L}{2}\frac{F_\beta}{b},$$

где L – расстояние между опорами валов.

Отклонение межосевого расстояния определяют выражением

$$a_w \pm j_x.$$

Отметим, что допуск на отклонение межосевого расстояния не зависит от величины межосевого расстояния. Важно отметить, что с увеличением ширины колеса следует уменьшить допуск на перекос.

Предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$ по стандарту (ГОСТ 1643–81) берут в зависимости от величины этого расстояния a_w, которая увеличивается с ростом межосевого расстояния. Так, для $a_w \in 80...400$ мм предельное отклонение изменяется от ±18 до ±180 мкм.

2. Коэффициент неравномерности нагрузки и перекос

Квалитет	По данным табл. 1 $k_{H\beta}$	Расчет по скорректированной формуле $\left(\frac{F_\beta}{b}\right)_{cor}=0{,}803\left(\frac{b}{d_1}\right)^{0,833}\left(\frac{N_p}{5}\right)^{0,95}$
5	1,451	1,100
6	1,469	1,308
7	1,498	1,514
8	1,565	1,719
Обозначение: N_p – степень точности.		

3. Отклонение межосевого расстояния

Квалитет	5	6	7	8
j_x, мкм	±110	±131	±152	±171

Расчет при $L = 200$ мм дает следующие результаты (табл. 3).

Вывод

Рассмотрен подход к оценке некоторых допусков для передач с зубчатыми колесами. Приведены примеры определения допусков исходя из критериев работоспособности передач с зубчатыми колесами.

Работоспособное состояние передач с зубчатыми колесами зависит от величины бокового зазора и величины концентрации нагрузки вдоль линии контакта. Предложена методика, позволяющая оценить допуски для конкретной проектируемой передачи и, таким образом, повысить качество изделия.

Список литературы

1. **Шалобаев Е.В.** Вопросы сборки и нормирования бокового зазора в зубчатых передачах (по ГОСТ 1643–81, ГОСТ 9178–81) / Е.В. Шалобаев // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2004. № 7. С. 38–44.

2. **Tobe T.** Longitudial load distribution factor of helical gears /T. Tobe, K. Inoue // Trans. ASME. J. Mech. Transmiss., and Autom. Des., 1985. V. 107, № 1. P. 17–22.

4. **Шелофаст В.В.** Основы проектирования машин / В.В. Шелофаст. М.: Изд-во АПМ, 2000. 472 с.

УДК 621.83(038)-00-20-82

В.Е. Старжинский, *д-р техн. наук (Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого НАН Беларуси, г. Гомель);*
В.Е. Антонюк, *д-р техн. наук,* **М.М. Кане,** *д-р техн. наук (Белорусская государственная политехническая академия);*
Е.В. Шалобаев, *канд. техн. наук (С.-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики);*
С.В. Шилько, *канд. техн. наук (Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого НАН Беларуси, г. Гомель)*

Словарь-справочник по зубчатым передачам русско-английско-немецко-французский.

*Продолжение**

Словарь-справочник является первой попыткой обобщить, идентифицировать и представить состояние терминологии в области зубчатых передач на наиболее распространенных в технике русском, английском и немецком языках.

В "словарь-справочник" включены собственно русско-англо-немецко-французский словарь по зубчатым передачам, содержащий около 900 терминов, с английским, немецким и французским алфавитными указателями; иллюстрации с названиями элементов и геометрических параметров цилиндрических, конических, гипоидных и червячных передач и элементов их зубьев; иллюстрированный словарь-справочник по зуборезному инструменту, а также термины, характеризующие форму и расположение пятна контакта на зубьях колес конических передач. Словарь-справочник предназначен для научно-технических работников, преподавателей и аспирантов, работающих в области зубчатых передач; может быть также полезен переводчикам технической литературы.

В "Словаре" приняты следующие сокращения: в названиях языков: r – русский, e – английский, d – немецкий, f – французский; в обозначениях рода и числа существительных: f – женский, m – мужской, n – средний, pl – множественное число; в текстах: ЗК – зубчатое колесо; ЗП – зубчатая передача.

*Начало см. "Сборка в машиностроении, приборостроении", № 3, 4, 7, 2007.

П124 *r* подача *f* на оборот фрезы
e feed for hob revolution
d Vorschub *m* pro Fräserumdrehung *f*
f avance *f* par tour de fraise

П125 *r* подача *f* осевая
e axial feed
d Axialvorschub *m*
f avance *f* axiale

П126 *r* подача *f* радиальная
e radial feed
d Radialvorschub *m*
f avance *f* radiale

П127 *r* подача *f* тангенциальная
e tangential feed
d Tangentialvorschub *m*
f avance *f* tangentielle

П128 *r* подача *f* тонкая
e fine feed
d Feinvorschub *m*
f avance *f* fine

П129 *r* поднутрение *n* переходной поверхности
e undercut
d Fußfreischnitt *m*
f profil *m* auxiliarire d'évidement

П130 *r* подрезание *m* зуба

e cutter interference

d Unterschnitt *m*

f dégagement *m* de dent

П131 *r* поле *n* зацепления ЗП

e field of action

d Eingriffsfeld *n*

f champ *m* d'action

П132 *r* полуавтомат *m* зубошлифовальный

e gear geinding self-automation

d Zahnradschleifhalbautomat *m*

f machine *f* semi-automatique à rectifier les engrenages

П133 *r* полюс *m* в станочном зацеплении

e cutter tool pitch point

d Betriebswälzpunkt *m*

f point *m* primitif de taillage

П134 *r* полюс *m* зацепления (зубчатой передачи)

e point of contact, pitch point

d Eingriffspunkt *m*, Wälzpunkt *m*

f point *m* primitif

П135 *r* прибор *m* для измерения зубчатых колес

e gear-measuring machine

d Zahnradmeßgerät *n*

f appareil *m* à mesurer les roues d'engrenage

П136 *r* прибор *m* для контроля зубчатых колес

e hear-checking machine, gear-sizing machine

d Zahnradprüfgerät *n*

f appareil *m* de contrôle des roues d'engrenage

П137 *r* прибор *m* для контроля зубчатых колес в зацеплении

e gear measuring machine, gear-tooth inspecting machine

d Zahnradlautprüfmaschine *f*

f appareil *m* de contrôle des roues en action

П138 *r* прибор *m* для контроля зубчатых колес в однопрофильном зацеплении

e single-flank gear checking machine

d Einflankenabrollgerät *n*

f appareil *m* de contrôle des engrenages (simple flanc)

П139 *r* прибор *m* для контроля шага

e gauge for pitch testing

d Teilungsmeßgerät *n*

f appareil *m* à contrôler le pas

П140 *r* прибор *m* для проверки длины общей нормали зубьев

e gauge for base tangent length checking

d Zahnweitenmeßgerät *n*

f appareil *m* à contrôler l'écartement sur *K* dents

П141 *r* привод *m*

e drive, gears, transmission

d Antereiben *n*, Treiben *n*, Getriebe *n*

f entraînement *m*, commande *f* par engrenages

П142 *r* привод *m* червячный

e worm drive

d Schneckenantrieb *m*

f commande *f* par vis

П143 *r* припуск *m*

e allowance

d Aufrmaß *n*, Zugabe *f*, Abtrag *m*

f surcôte *f*

П144 *r* припуск *m* по боковой поверхности

e allowance at a flank

d Flankenausmaß *n*

f surcôte *f* sur flanc

П145 *r* притирка *f* конических колес

e lapping of bevel gears

d Kegelradläppen *n*

f rodage *m* de roues coniques

П146 *r* проверка *f* в зацеплении

e meshing check, meshing test

d Abrollprüfung *f*

f contrôle *m* d'engrenage en action

П147 *r* протуберанец *m*

e protuberance, clearance lug

d Protuberanz *f*, Schnaupe *f*, Vorsprung *m*

f protubérance *f*

П148 *r* протягивание *n*
e pilling
d Räumen *n*
f brochage *m*

П149 *r* профиль *m* зуба
e tooth profile
d Zahnprofil *n*, Flankenprofil *n*
f profil *m* de dent

П150 *r* профиль *m* зуба активный
e active profile
d aktives Profil *n*, Eingriffsprofil
f profil *m* actif de dent

П151 *r* профиль *m* зуба эвольвентный
e involute (-tooth) profile
d Evolventen-Flanke *f*, Evolventen-Zahnprofil *n*
f profil *m* de dent en développante

П152 *r* профиль *m* нерабочий
e non-work flank, rear flank
d Rückflanke *f*, Rückwärtsflanke *f*
f profil *m* inactif, profil *m* arrière

П153 *r* профиль *m* нормальный
e normal profile
d Normalprofil *n*
f profil *m* normal

П154 *r* профиль *m* осевой
e axial profile
d Achsprofil *n*
f profil *m* axial

П155 *r* профиль *m* сопряженный
e conjugate profile
d Gegenprofil *n*
f profil *m* conjugué

П156 *r* профиль *m* торцовый
e transverse profile
d Strinprofil *n*
f profil *m* apparent

П157 *r* прямая делительная
e datum line, reference line
d Profil-Bezugslinie *f*, Profilmittellinie *f*
f ligne *f* de base, ligne *f* de référence

П158 *r* путь *m* обката
e generating path
d Wälzweg *m*
f trajet *m* de génération

П159 *r* пятно *n* контакта с локализацией
e bearing, tooth bearing, localized tooth contact, tooth contact pattern
d Tragbild *n*, Lokalisiertes Tragbilg *n*, Zahntragbild *n*
f portée *f* localisée de la denture

П160 *r* пятно *n* контакта длинное
e long (full length) bearing
d langes Tragbild *n* (über die ganze Länge *f*)
f portée *f* allognée

П161 *r* пятно *n* контакта длинное на носке и короткое на пятке
e long toe-short heel bearing, heel contact pattern
d langes Zehentragbild *n*, kurzes Fersentragbild *n*
f portée allongée sur avant et raccourcie sur arrière

П162 *r* пятно *n* контакта естественной ромбической формы
e natural diamond contact pattern
d naturalische Diamanttragbild *n*
f portée *f* type diamant naturel

П163 *r* пятно *n* контакта желательное (правильное, при полной нагрузке)
e desired bearing under full load
d erwünschtes Tragbild *n* unter voller Belastung *f*
f portée *f* désirable (à la charge complète)

П164 *r* пятно *n* контакта короткое
e short bearing
d kurzes Tragbild *n*
f portée *f* raccourcie

П165 *r* пятно *n* контакта мостовое продольное
e bridget (lengthwise) bearing, lengthwise bridget contact pattern
d überbrücktes Längstragbild *n*
f portée *f* type pont longitudinal

П166 *r* пятно *n* контакта мостовое профильное
e bridget (profile) bearing
d überbrücktes (Profil-) Tragbild *n*
f portée *f* type pont de profil

П167 *r* пятно *n* контакта на головке

e high bearing

d hohes Tragbild *n*

f portée *f* haute

П168 *r* пятно *n* контакта на ножке

e low bearing

d tiefes Tragbild *n*

f portée *f* basse

П169 *r* пятно *n* контакта на носке

e toe bearing

d Zehentragbild *n*

f portée *f* sur avant

П170 *r* пятно *n* контакта на пятке

e heel bearing

d Fersentragbild *n*

f portée *f* sur arrière

П171 *r* пятно *n* контакта перекрестное

e cross bearing, cross contact pattern

d gekreuztes Tragbild *n*

f portée *f* croisée

П172 *r* пятно *n* контакта ромбической формы

e diamond contact pattern

d Diamanttragbild *n*

f portée *f* de contact type diamant naturel

П173 *r* пятно *n* контакта с переходом внутрь

e bias in bearing

d Schrägzahn *m* tragen (nach innen)

f portée *f* en pente au dedans

П174 *r* пятно *n* контакта с переходом наружу

e bias out bearing

d Schrägzahn *m* tragen (nach außen)

f portée *f* en pente en dehors

П175 *r* пятно *n* контакта узкое

e narrow (pitch line) bearing

d schmales Tragbild *n* (auf der Teilkegellinie *f*)

f portée *f* étroite (sur cercle primitif de fonctionnement)

П176 *r* пятно *n* контакта узкое на носке и широкое на пятке

e fishtail contect pattern

d hochfisch Tragbild *n*

f portée *f* de contact raccourcie sur avant et allongée sur arrière

П177 *r* пятно *n* контакта "хромой контакт"

e lame bearing, lame contact pattern

d lahmes Tragbild *n*

f portée *f* "boiteuse"

П178 *r* пятно *n* контакта центральное (правильное, при проверке на контрольно-обкатном станке)

e central toe bearing

d zentrales Zehentragbild *n*

f portée *f* centrale

П179 *r* пятно контакта широкое

e wide bearing

d breites Tragbild *n*

f portée *f* large

P

P1 *r* радиус *m* ведущего колеса

e driving wheel radius

d Treibradhalbradius *m*

f rayon *m* de la roue menant

P2 *r* радиус *m* галтели

e fillet radius

d Fußabrundung *f*, Fußrundung

f rayon *m* de raccord

P3 *r* радиус *m* граничных точек эвольвентного профиля

e radius at end involute profile

d Radius *m* der Begrenzung *f* des Evolventenprofiles *n*

f rayon *m* d'extrémité du profil en développante

P4 *r* радиус *m* делительный окружности

e reference radius

d Teilkreisradius *m* rayon *m* de réfénce

P5 *r* радиус *m* кривизны линии притупления продольной кромки зуба

e edge radius

d Kantenradius *m*

f rayon *m* de courbure d'arrodi d'arête longitudinale de dent

P6 *r* радиус *m* кривизны профиля зуба

e (profile) radius of curvature

d Krümmunsradius *m* (Profil *n*)

f rayon *m* de courbure du profil de dent

P7 *r* радиус *m* (окружности) вершин зубьев

e tip (circle) radius

d Kopfkreisradius *m*

f rayon *m* de tête (de cercle) de dent

P8 *r* радиус *m* (окружности) впадин

e root (circle) radius

d Fußkreisradius *m*

f rayon *m* de pied (de cercle) de dent

P9 *r* радиус *m* переходной поверхности (переходной кривой)

e (root) fillet radius

d Fußausrundungsradius *m*

f rayon *m* de flanc de raccord

P10 *r* размер *m*

e dimension

d Abmessung *f*

f dimension *f*

P11 *r* размер *m* по роликам

e dimension over balls orcylinders, gauge rollers or wires

d Prüfmassrollen *pl*, Diametrales Zweikugelmas

f cote *f* diamétrale sur deux billes

P12 *r* разность *f* окружных шагов

e difference between transverse pitches

d Einzelteilfehler *m*

f différence *f* des pas apparents

P13 *r* разность *f* соседних нормальных шагов

e normal adjacent pitch error

d Normalteilungfehler *m*

f erreur *f* de pas circulaire normal

P14 *r* разность *f* соседних шагов

e adjacent base pitch error

d Teilungssprung *m*

f erreur *f* de pas de base adjacents

P15 *r* разность *f* средних шагов (разность между двумя отклонениями шагов в любых участках ЗК)

e difference between adjacent single pitches

d Teilungssprung *m*

f saut *m* de division

P16 *r* расстояние *n* базовое (конического ЗК)

e apex to back

d Spitzenabstand *n*

f distance *f* de départ

P17 *r* расстояние *n* базовое (колеса конической ЗП) до опорной базовой поверхности

e mounting distance, locating distance

d Einbaudistanz *f*, Schulterabstand *m*

f distance *f* de face de départ

P18 *r* расстояние *n* ЗП межосевое

e center distance

d Achsenabstand *m*, Achsabstand *m*, Mittenabstand *m*, Radabstand *m*

f entraxe *m* de fonctionnement

P19 *r* расстояние *n* ЗП межосевое делительное

e reference centre distance, standard center distance

d Teilkreisachsabstand *m*, Null-Achsabstand *m*

f entraxe *m* de référence

P20 *r* расстояние *n* конусное

e cone distance

d Kegeldistanz *f*, Teilkegellänge *f*

f longueur *f* de génératrice du cône

P21 *r* расстояние *n* конусное внешнее

e outer cone distance

d äußere Kegeldistanz *f*

f longueur *f* de génératrice du cône externe

P22 *r* расстояние *n* конусное внутреннее

e inner cone distance

d innere Kegeldistanz *f*

f longueur *f* de génératrice du cône interne

P23 *r* расстояние *n* конусное среднее

e mean cone distance

d mittlere Kegeldistanz *f*

f longueur *f* de génératrice du cône moyenne

P24 *r* расстояние *n* конусное среднее по внешнему дополнительному конусу

e back cone distance

d Rückenkegeldistanz *f*

f longueur *f* de génératrice moyenne de cône complémentaire externe

P25 *r* расстояние *n* от базовой плоскости (конического ЗК) до плоскости внешней окружности вершин зубьев

e crown to back, top distance

d Kopfkreisabstand *m*

P26 *r* расстояние *n* от вершины конуса (конического ЗК) до плоскости внешней окружности вершин зубьев

e cone apex to crown

d Kegelscheitel *m* bis zur äußeren Kante *f* des Kopfkegels *m*

f distance *f* sommet du cône de tête – cercle de tête externe

P27 *r* расстояние *n* от точки пересечения (конического ЗК) до плоскости внешней окружности вершин зубьев

e crown to crossing point

d Abstand *m* von der äußerer Kopfkegelkante *f* bis zum Schnittpunkt *m* der Achsen *pl*

f distance *f* cercle de tête externe – point d'intersection

P28 *r* редуктор *m*

e gear drive, gear box, train of gears, gear unit

d Getriebe *n*, Räderkasten *m*, Getriebekasten *m*

f réducteur *m*, engrenage *m* réducteur

P29 *r* редуктор *m* зубчатый

e gear head

d Tellerrad-Spindelstock *n*, Getriebekasten *m*

f engrenage *m* réducteur

P30 *r* режущий инструмент *m*, работающий по методу обката

e generating cutter

d Wälzschneidrad *n*, Stoßrad *n*

f outil *m* coupant par génération

P31 *r* резец *m* зубострогальный

e planning cutter

d Wälzhobelmeißel *m*

f outil m à planer les engrenages

P32 *r* рейка *f* зубчатая

e (gear) rack

d Zahnstange *f*

f Cremaillère

P33 *r* рейка *f* исходная

e basic rack

d Bezugsprofil *n*, Bezugszahnstange *f*, Planverzahnung *f*

f crémaillère *f* de référence

P34 *r* рейка *f* косозубая

e helical rack

d Zahnstange *f* mit schrägen Zähnen *pl*

f crémaillère *f* hélicoïdale

P35 *r* рейка *f* производящая

e counterpart rack

d Erzeugungs-Zahnstange *f*

f crémaillère *f* génératrice

P36 *r* рейка *f* прямозубая

e spur rack

d Zahnstange *f* mit geraden Zähnen *pl*

f crémaillère *f* droite

P37 *r* рейка *f* червячная

e worm rack

d Schnecken-Zahnstange *f*

f crémaillère *f* à vis

C

C1 *r* сателлит *m*

e planet gear

d Planetenrad, Umlaufrad *n*

f roue *f* planétaire, roue *f* satellite

C2 *r* сектор *m* зубчатый

e gear sector

d Zahnsegment *n*, Zahnsegmentbogen *m*, Zahnsektor *m*

f secteur *m* denté

C3 *r* сектор *m* червячный

e worm sector

d Schneckensegment *n*

f secteur *m* à vis

(Продолжение следует.)

Общемашиностроительные нормативы времени на слесарные работы по ремонту оборудования.

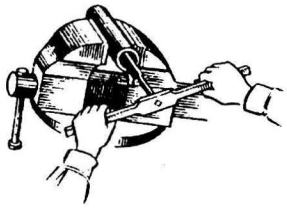
*Продолжение**

Слесарные работы

КАРТА 189

НАРЕЗАНИЕ РЕЗЬБЫ В СКВОЗНЫХ ОТВЕРСТИЯХ ВРУЧНУЮ

Метчик Р-18; материал – сталь, $\sigma_в$ = 40...60 кг/мм^2



Содержание работы

1. Взять метчик и вороток
2. Окунуть метчик в масло
3. Нарезать резьбу
4. Очистить метчик и отверстие от стружки
5. Отложить метчик и вороток

$$T_{1-5} = 0{,}63\frac{L^{0,63}}{D^{0,43}};$$

$$T_{6-8} = 0{,}0125D^{1,05}L^{0,63};$$

$$T_{9-12} = 0{,}42\frac{L^{0,63}}{D^{0,43}};$$

$$T_{13-15} = 0{,}016D^{1,05}L^{0,63}$$

Нарезание резьбы (комплект из 2 метчиков)

№ позиции	Диаметр резьбы D, мм, до	Длина нарезания L, мм, до								
		5	10	15	20	25	30	40	50	60
		Время T, мин								
1	6	0,80	1,24	1,61	1,92	2,22	2,49	–	–	–
2	8	–	1,10	1,42	1,70	1,96	2,19	–	–	–
3	10	–	1,00	1,29	1,54	1,78	1,99	–	–	–
4	12	–	–	1,19	1,43	1,64	1,84	–	–	–
5	14	–	–	1,11	1,34	1,54	1,73	2,07	–	–
6	16	–	–	1,27	1,52	1,75	1,96	2,35	2,70	–
7	18	–	–	–	1,72	1,98	2,22	2,66	3,06	–
8	24	–	–	–	2,32	2,67	3,00	3,59	4,13	4,64

*Начало см. журнал "Сборка в машиностроении, приборостроении", № 8, 11, 12, 2002; № 7–12, 2003; № 1–4, 7–9, 2004; № 2, 5–8, 11, 12 2005; № 1–12, 2006; № 1–3, 5, 7, 2007.

Нарезание резьбы одним машинным метчиком										
9	6	0,54	0,83	1,07	1,28	1,48	1,66	–	–	–
10	8	–	0,73	0,95	1,13	1,30	1,46	–	–	–
11	10	–	0,67	0,86	1,03	1,19	1,33	–	–	–
12	12	–	0,62	0,79	0,95	1,10	1,23	1,47	–	–
13	14	–	1,09	1,41	1,69	1,94	2,18	2,61	–	–
14	16	–	1,25	1,62	1,94	2,23	2,51	3,00	3,46	–
15	18	–	1,42	1,83	2,20	2,53	2,84	3,40	3,91	–

Примечание. При изменении условий работы время брать с поправочным коэффициентом.

Положение поверхности обработки	Вид отверстия	Материал					
		Сталь, $\sigma_в$, кг/мм^2			Чугун НВ-220	Сплавы	
		До 40	40...60	60...80		медные	алюминиевые
		Время *E*, мин					
Горизонтальное	Сквозное	1,2	1,10	0,90	0,80	0,70	0,50
	Глухое	1,4	1,15	1,05	0,90	0,80	0,60
Вертикальное	Сквозное	1,3	1,10	1,00	0,90	0,80	0,55
	Глухое	1,5	1,25	1,15	1,05	0,90	0,65
Потолочное или стесненное	Сквозное	1,5	1,30	1,20	1,05	0,90	0,65
	Глухое	1,8	1,50	1,40	1,20	1,05	0,75

Примечание. При выполнении работ в тисках на закрепление и открепление детали ко времени по карте прибавлять время в зависимости от массы детали:

Масса детали, кг, до	5	10	20
Время, мин	0,3	0,4	0,6

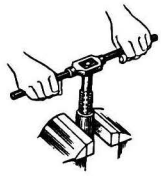
Примечание. В зависимости от числа отверстий в детали время брать с поправочным коэффициентом.

Число отверстий в детали, до	7	10	20	30
Коэффициент	1,0	0,9	0,75	0,65

КАРТА 190

ПРОГОНКА (КАЛИБРОВКА) РЕЗЬБЫ В СКВОЗНЫХ ОТВЕРСТИЯХ ВРУЧНУЮ

Метчик Р-18; материал – сталь, $\sigma_в$ = 40...60 кг/мм^2



Содержание работы

1. Взять метчик и вороток
2. Окунуть метчик в масло
3. Прогнать (калибровать) резьбу
4. Очистить метчик и резьбу от стружки
5. Отложить метчик и вороток

$$D \le 14T - 0{,}233\frac{L^{0,63}}{D^{0,43}};$$

$$D > 14T = 0{,}0049D^{1,05}L^{0,61}$$

№ позиции	Диаметр резьбы D, мм	Длина калибровки L, мм								
		5	10	15	20	25	30	40	50	60
		Время T, мин								
1	6	0,3	0,46	0,59	0,71	0,82	0,92	–	–	–
2	8	–	0,41	0,52	0,63	0,72	0,81	–	–	–
3	10	–	0,37	0,48	0,57	0,66	0,74	–	–	–
4	12	–	0,34	0,44	0,53	0,61	0,68	0,82	–	–
5	14	–	0,32	0,41	0,49	0,6	0,64	0,77	–	–
6	16	–	–	0,47	0,56	0,64	0,72	0,85	0,98	–
7	18	–	–	–	0,63	0,73	0,81	0,97	1,11	–
8	24	–	–	–	0,86	0,98	1,10	1,31	1,50	–
9	32	–	–	–	–	1,33	1,48	1,77	2,03	2,27

Примечание. При измененных условиях работы время брать с поправочным коэффициентом.

Положение поверхности обработки	Вид отверстия	Материал					
		Сталь, $\sigma_в$, кг/мм^2			Чугун НВ-220	Сплавы	
		До 40	40...60	60...80		медные	алюминиевые
		Коэффициент					
Горизонтальное	Сквозное	0,90	1,00	1,20	0,80	0,70	0,50
	Глухое	1,05	1,15	1,40	0,90	0,80	0,60
Вертикальное	Сквозное	1,00	1,10	1,30	0,90	0,80	0,55
	Глухое	1,15	1,25	1,50	1,05	0,90	0,65
Потолочное или стесненное	Сквозное	1,20	1,30	1,50	1,05	0,90	0,65
	Глухое	1,40	1,50	1,80	1,20	1,05	0,75

Примечание. При выполнении работ в тисках на закрепление и открепление детали ко времени по карте прибавлять время в зависимости от массы.

Масса детали кг, до	5	10	20
Время, мин	0,3	0,4	0,6

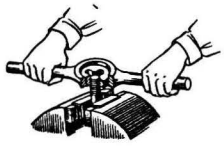
Примечание. В зависимости от количества отверстий в детали время брать с поправочным коэффициентом.

Число отверстий в детали, до	7	10	20	30
Коэффициент	1,0	0,9	0,75	0,65

КАРТА 191

НАРЕЗАНИЕ РЕЗЬБЫ НА СТЕРЖНЯХ ПЛАШКОЙ

Плашка Р-18; материал – сталь, $\sigma_в$ = 40...60 кг/мм^2



Содержание работы:

1. Взять, установить и закрепить стержень в тисках
2. Взять вороток с плашкой и смазать плашку маслом
3. Нарезать резьбу на стержне
4. Очистить плашку от стружки и отложить
5. Очистить стержень от стружки
6. Открепить и отложить стержень

$$D \le 14T = 0{,}323\frac{L^{0,84}}{D^{0,4}};$$

$$D > 14T = 0{,}0127L^{0,84}D^{0,83}$$

№ позиции	Диаметр стержня D, мм, до	Длина нарезки L, мм, до							
		5	10	16	20	25	35	40	50
		Время T, мин							
1	6	0,61	0,98	1,62	1,95	2,36	3,13	3,50	4,22
2	8	–	0,97	1,44	1,74	2,10	2,79	3,12	3,76
3	10	–	0,89	1,32	1,59	1,92	2,55	2,85	3,43
4	12	–	–	1,23	1,48	1,79	2,37	2,65	3,20
5	14	–	–	1,15	1,39	1,68	2,23	2,49	3,00
6	16	–	–	1,30	1,57	1,89	2,51	2,81	3,39
7	18	–	–	–	1,73	2,09	2,77	3,10	3,74
8	20	–	–	–	1,89	2,28	3,02	3,38	4,08

Примечание. В зависимости от материала стержня время брать с поправочным коэффициентом.

Материал стержня					
Сталь, $\sigma_в$, кг/мм^2			Чугун НВ-220	Сплавы	
До 40	40...60	60...80		Медные	Алюминиевые
Коэффициент					
0,9	1,0	1,2	0,8	0,7	0,5

КАРТА 192

ПРОГОНКА (КАЛИБРОВКА) РЕЗЬБЫ НА СТЕРЖНЯХ ПЛАШКОЙ

Плашка Р-18; материал – сталь, $\sigma_в$ = 40...60 кг/мм^2

Содержание работы

1. Взять, установить и закрепить стержень в тисках
2. Взять вороток с плашкой и смазать плашку маслом
3. Прогнать резьбу на стержне
4. Очистить плашку от стружки и отложить
5. Очистить стержень от стружки
6. Открепить и отложить стержень

$$T_{1-4} = 0{,}11\frac{L^{0,84}}{D^{0,34}};$$

$$T_{5-8} = 0{,}0051L^{0,84}D^{0,82}$$

№ позиции	Диаметр стержня D, мм, до	Длина резьбы L, мм, до									
		18	22	26	30	38	46	54	66	78	90
		Время T, мин									
1	6	0,68	0,80	0,92	1,04	1,27	1,49	1,71	2,02	2,32	2,62
2	8	0,61	0,73	0,84	0,94	1,15	1,35	1,55	1,83	2,11	2,38
3	10	0,57	0,67	0,78	0,88	1,07	1,25	1,43	1,70	1,95	2,20
4	12	0,54	0,63	0,73	0,82	1,00	1,18	1,35	1,60	1,84	2,07
5	16	0,56	0,66	0,76	0,86	1,05	1,23	1,41	1,67	1,92	2,17
6	18	0,62	0,73	0,84	0,95	1,16	1,36	1,56	1,84	2,12	2,39
7	24	0,78	0,93	1,07	1,20	1,47	1,72	1,97	2,33	2,68	3,03
8	32	0,99	1,17	1,35	1,52	1,86	2,18	2,49	2,95	3,40	3,83

Примечание. В зависимости от материала стержня время брать с поправочным коэффициентом.

Материал стержня					
Сталь, $\sigma_в$, кг/мм^2			Чугун НВ-220	Сплавы	
До 40	40...60	60...80		Медные	Алюминиевые
Коэффициент					
0,9	1,0	1,2	0,8	0,7	0,5

(Продожение следует.)

Международная специализированная выставка приборов и оборудования для научных исследований "SIMEXPO – Научное приборостроение – 2007"

20–22 ноября 2007 г., Москва, МВЦ "Крокус-Экспо", павильон 2, зал 5

Выставку проводят: научный совет РАН по научному приборостроению и Компания "И. Джей Краузе & Эсоушиэтс" при поддержке Российской академии наук, Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии, Российского фонда фундаментальных исследований.

В выставке участвуют ведущие российские и зарубежные компании, предприятия и организации – производители научных приборов и оборудования, предназначенных для исследований во всех областях современной науки, компонентов и материалов для производства и эксплуатации научных приборов, а также представительства и официальные дилеры ведущих зарубежных компаний.

В состав Экспертного совета выставки входят известные ученые, руководители отраслевых организаций. Экспертный совет выставки возглавляет председатель научного совета РАН по научному приборостроению академик Крохин Олег Николаевич.

Разделы выставки:

Измерительные, испытательные, лабораторные приборы, оборудование и системы для научных исследований в следующих областях знаний:

- физических наук;
- химических наук;
- биологических наук;
- биотехнологии;
- медицинских наук;
- экологических наук;
- геологических наук;
- сельскохозяйственных наук;
- информатики;
- экспериментальной механики;
- нанотехнологий;
- космических исследований.

Средства автоматизации и интерпретации научных результатов.

Компоненты и материалы для производства приборов, оборудования и систем.

В рамках выставки пройдут тематические семинары, заседания круглых столов, презентации. Будут организованы консультационные центры, а также конференция для специалистов отрасли.

В выставке примут участие около 150 ведущих предприятий, организаций и компаний России и стран СНГ, дилеры и дистрибьюторы, а также представительства, профессиональные ассоциации и специализированные издания.

Выставка проводится как мероприятие формата B2B (business to business), что дает возможность эффективного общения потребителя и производителя и рассчитана на посещение только специалистами.

Посетить выставку приглашаются руководители и ведущие специалисты научных, научно-исследовательских институтов, отраслевых предприятий и организаций, компаний, вузов, а также руководители предприятий малого и инновационного бизнеса в научно-технической сфере.

Организаторы Международной специализированной выставки приборов и оборудования для научных исследований "SIMEXPO – Научное приборостроение–2007" приглашают предприятия и организации, заинтересованные в развитии данной отрасли, в продвижении своей продукции на внутреннем и внешнем рынках и установлении деловых контактов и партнерских отношений, принять активное участие в выставке!

Контактная информация:

тел.: +7 (495) 135-12-47, 135-12-46, 223-22-72, 223-22-71
факс + 7 (495) 223-22-69
http://www.simexpo.ru
Директор выставки Щербинина Наталья Викторовна
E-mail: sherbinina@ejkrause.ru

Ордена Трудового Красного Знамени ОАО "Издательство **"Машиностроение"**, 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Учредитель ООО "Издательство Машиностроение – 1".

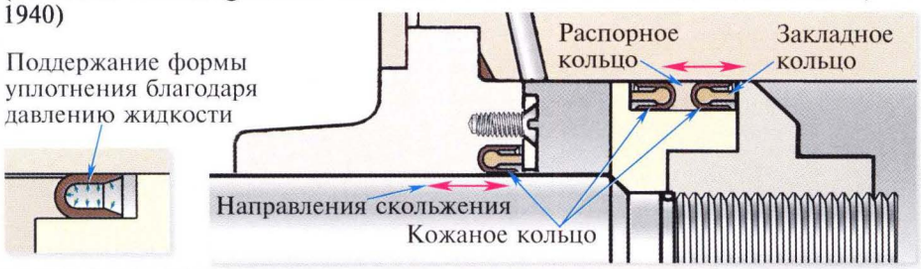
Адрес электронной почты издательства: **E-mail: mashpubl@mashin.ru**; редакции журнала: **sborka@mashin.ru; www.mashin.ru**
Телефон редакции журнала: (495) 268-38-42; тел./факс (495) 268-85-26; факс 269-48-97.

Дизайнер *Погорелова Т.Н.* Технический редактор *Тупталов С.Ю.* Корректоры *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 07.06.07 г. Подписано в печать 01.08.07 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,34. Заказ 1045. Свободная цена.

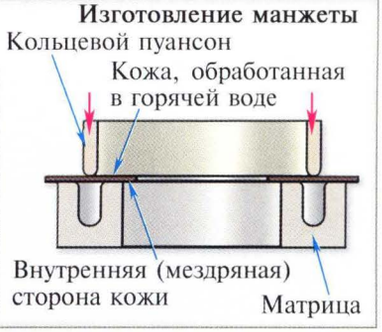
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ОАО "Издательство "Машиностроение".
Отпечатано в Подольской типографии – филиале ОАО "ЧПК", 142110, Подольск, ул. Кирова, д. 15.

Штоковые и поршневые уплотнения. Продолжение

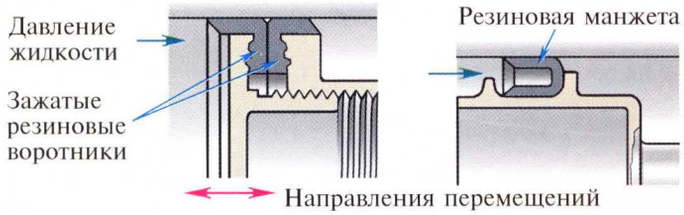
Установка кожаных уплотнений в поршне и штоковой втулке (из книги Vorlesungen uber Maschinenelemente von M. ten Bosch. Berlin, 1940)



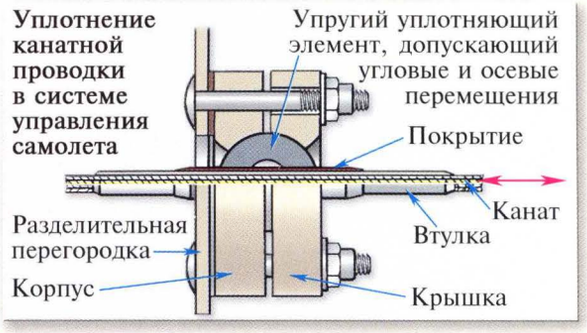
Изготовление манжеты



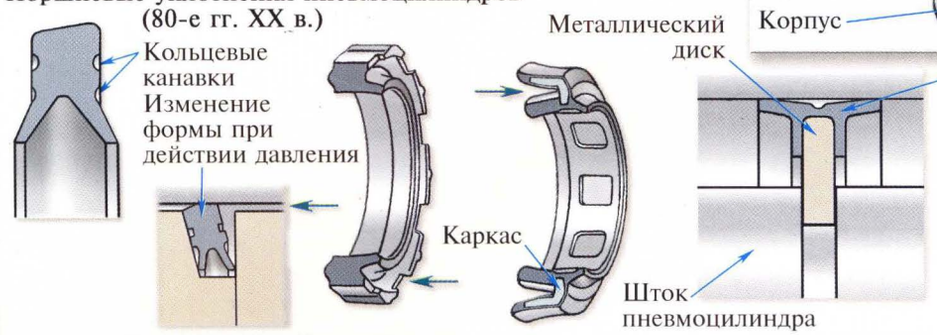
Поршневые уплотнения гидроцилиндров (80-е гг. XX в.)



Уплотнение канатной проводки в системе управления самолета

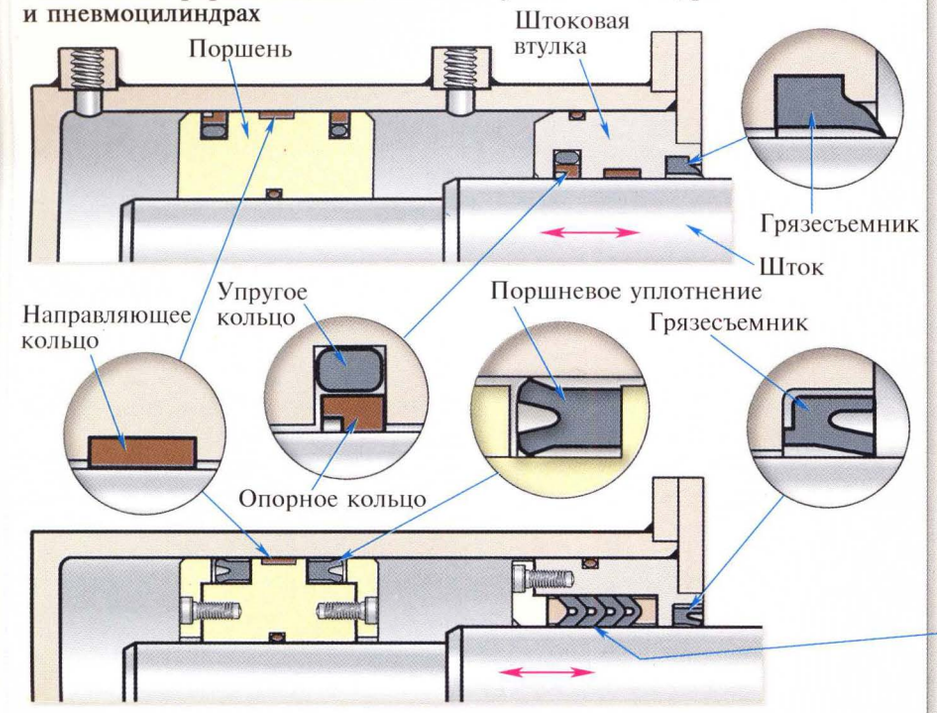


Поршневые уплотнения пневмоцилиндров (80-е гг. XX в.)

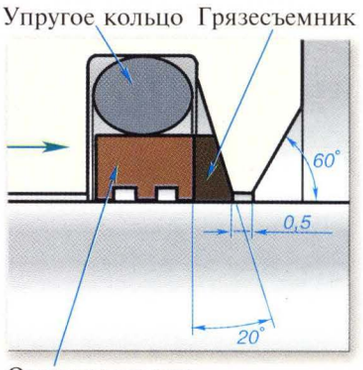


Для манжетных уплотнений и для пазовых колец (с круглым профилем) используют полиуретан-эластомер, для опорных и направляющих колец – тефлон и др. пластмассы.

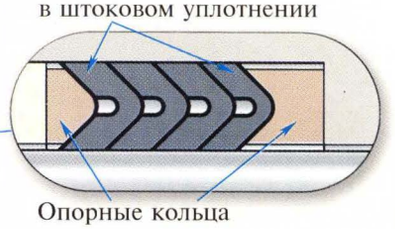
Уплотнения фирмы Garlock и схемы их установки в гидро- и пневмоцилиндрах



Установка грязесъемника в штоковой втулке (по рекомендациям фирмы Элконт)



Пакет эластичных колец в штоковом уплотнении



© А. Крайнев