ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

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

8 2011 (133)

СОДЕРЖАНИЕ

Сборочное оборудование и его элементы

Кузнецова С.Г., Симаков А.Л. Устройство для сборки осесимметричных деталей на базе манипулятора с параллельными кинематическими цепями 3

Житников Ю.З., Житникова И.В. Анализ погрешностей моментов затяжки одношпиндельными гайковертами на основе муфт предельного момента 12

Современные технологии сборки

Сорокин М.Н., Ануров Ю.Н. Формализация метода межгрупповой взаимозаменяемости при реализации селективной сборки изделий 16

Изнаиров Б.М., Васин А.Н., Изнаиров О.Б. Вероятностный анализ конструктивных параметров шариковой винтовой передачи, получаемых в результате сборки 20

Леонов В.Н., Березин С.Я. Систематизация способов фрикционного стопорения соединений с крепежно-резьбообразующими деталями 25

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Новиков А.А., Гафиятуллин А.А., Зубков Е.В., Макушин А.А. Имитационное моделирование испытания дизеля с системой подачи топлива Common Rail 29

Технологичность конструкции

Кашуба Л.А. Реальная геометрия детали 32

В помощь конструктору, технологу

Матросова Ю.Н., Краснов Е.С. Программное обеспечение для автоматизированного проектирования приспособлений станков фрезерной группы в САПР "КОМПАС-3D" 38

Информация

Иванов А.Н. Международная выставка инструментов, оборудования, технологий MITEX–2010 41

Великович В.Б. Примеры автоматизации сборочных операций 45

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индексы: по каталогу “Роспечать” – **79748**, Объединенному каталогу “Пресса России” – **84967**, каталогу "Почта России" – **60257**) или непосредственно в издательстве – *тел.: (499) 268-38-42; тел./факс: 268-85-26; факс: (499) 269-48-97.*
E-mail: sborka@mashin.ru
Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

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

Редакционный совет

МОСКВА
А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор)
А.А. ГУСЕВ
М.В. ВАРТАНОВ
А.М. ДАЛЬСКИЙ
И.Н. ЗИНИНА
Ю.Л. ИВАНОВ
Ю.Г. КОЗЫРЕВ
А.И. КУМЕНКО
А.В. МЕДАРЬ
Е.А. МИКРИН
Ю.Ф. НАЗАРОВ
В.В. ПОРОШИН
Б.В. ШАНДРОВ
А.А. ШАТИЛОВ
А.Г. ХОЛОДКОВА
Г.А. ЯРКОВ

Региональные редсоветы

БЕЛГОРОД
Н.А. ПЕЛИПЕНКО
БРЯНСК
О.А. ГОРЛЕНКО
ВЛАДИВОСТОК
Ю.Н. КУЛЬЧИН
А.А. СУПОНЯ
В.М. КОРНИЕНКО
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
Б.Н. МАРЬИН
В.И. ШПОРТ
А.М. ШПИЛЕВ
НАБЕРЕЖНЫЕ ЧЕЛНЫ
С.В. ДМИТРИЕВ
Р.М. ХИСАМУТДИНОВ
НИЖНИЙ НОВГОРОД
С.В. ГОЛУБЕВ
ОМСК
В.Н. КОСТЮКОВ
ОРЕЛ
Ю.С. СТЕПАНОВ
Г.А. ХАРЛАМОВ
ОРЕНБУРГ
А.Н. ПОЛЯКОВ
А.И. СЕРДЮК
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
САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
В.Ф. КУЗЬМИН
Е.В. ШАЛОБАЕВ
ТОЛЬЯТТИ
А.И. РЫЖКОВ
Б.Ф. ХАЗОВ
ТУЛА
В.В. ПРЕЙС
ХАБАРОВСК
В.А. ЛАШКО

Украина
КИЕВ
А.С. ЗЕНКИН
В.А. МАТВИЕНКО
ДОНЕЦК
А.Н. МИХАЙЛОВ
СЕВАСТОПОЛЬ
Е.Л. ПЕРВУХИНА

Беларусь
МИНСК
В.Л. БАСИНЮК
М.Л. ХЕЙФЕЦ
ГОМЕЛЬ
В.Е. СТАРЖИНСКИЙ

Ответственные за подготовку и выпуск номера:
Л.Д. ПАРШЕНКОВА, И.М. ГЛИКМАН

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”, 2011

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

THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY AAC RF FOR DISSERTATION PUBLICATION

8 2011 (133)

CONTENTS

Production tools and machinery for assembly

Kyznecova S.G., Simakov A.L. The device for assembly of details with axle of symmetry on base the robot with parallel kinematic circuits . . . 3

Zhitnikov Yu.Z., Zhitnikova I.V. Analysis of the possibility of increasing the tightening torque accuracy using single-spindle screwdrivers on the basis of torque-limiting clutches . . . 12

Modern technologies in assembly

Sorokin M.N., Anurov Yu.N. Formalization of a method of intergroup interchangeability at realization of selective assembly of products . . . 16

Iznairov B.M., Vasin A.N., Iznairov O.B. Probabilistic analysis of design parameters of the ball-screw gear received as a result of assemblage . . . 20

Leonov V.N., Berezin S.Ya. Ordering of ways of frictional latching of connections with krepyozhno-rezboobrazujushchimi details . . . 25

Quality assurance. Testing. Monitoring

Novikov A.A., Gafiatullin A.A., Zubkov E.V., Makushin A.A. The simulation of testing of diesel with Common Rail fuel system . . . 29

Manufacturability of a construction

Kashuba L.A. Real geometry of the detail . . . 32

Industrial and design engineer's aid

Matrosova Yu.N., Krasnov E.S. Software for automated design of devices milling group in CAD "COMPASS-3D" . . . 38

Information

Ivanov A.N. The international exhibit of tools, equipment, technologies MITEX – 2010 . . . 41

Velikovich V.B. Examples of automation of assembly operations . . . 45

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.: (499) 268-38-42; ph./fax: 268-85-26; fax: (499) 269-48-97.
http://www.mashin.ru E-mail: sborka@mashin.ru
The reference to the Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal during reprint of the materials is mandatory.
Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

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

Editors

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

Regional editors

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

Ukraine
KIEV
A.S. ZENKIN
V.A. MATVIENKO
DONETSK
A.N. MIKHAILOV
SEVASTOPOL
E.L. PERVUKHINA

Belarus
MINSK
V.L. BASINJUK
M.L. KHEIFETZ
GOMEL
V.E. STARZHINSKI

Executive editors of current issue:
L.D. PARSHENKOVA, I.M. GLIKMAN

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

© "Mashinostroenie Publishers", "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2011

УДК 621.757

С.Г. Кузнецова, А.Л. Симаков, *д-р техн. наук*
(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева)
E-mail: svkyznecova@gmail.ru

Устройство для сборки осесимметричных деталей на базе манипулятора с параллельными кинематическими цепями

Предложена конструкция устройства на базе манипулятора с параллельными кинематическими цепями для выполнения сборочной операции. Разработан способ роботизированной сборки цилиндрического соединения с гарантированным зазором. Приведена методика расчета параметров автоматизированного сборочного устройства.

The design of device on base the robot with parallel kinematic circuits for assembly operation's performance is offered. The assembly method for cylindrical details with provided backlash is developed. The reckoning technique of automated assembly device's parameters is described.

Ключевые слова: автоматизированная сборка цилиндрических деталей с гарантированным зазором, манипулятор с параллельными кинематическими цепями, роботизированное сборочное устройство.

Keywords: automated assembly of cylindrical details with provided backlash, the manipulator with parallel kinematic circuits, robotized assembly device.

Сборочные операции в значительной мере определяют технико-экономические и качественные показатели изделий. Уровень автоматизации сборки существенно ниже, чем других этапов производственного цикла. Если в настоящее время в мировой промышленности механизировано около четверти сборочных операций, а автоматизировано 5–12 %, то уровень автоматизации обрабатывающих операций приближается к 90–95 % [1].

Обоснование конструктивных решений устройств автоматизированной сборки приведено в работах С. Симуновича [2], А.А. Гусева [3], Ю.Г. Козырева [4], Л.С. Ямпольского [5] и др.

Одно из перспективных направлений автоматизации сборочных операций – использование промышленных роботов. Основные трудности их применения связаны с недостаточной точностью позиционирования деталей, большим разнообразием типоразмеров соединяемых деталей, сложностью автоматизации отдельных этапов сборочной операции. Поэтому необходимо оснащение робота дополнительными устройствами адаптации деталей, средствами очувствления, техническим зрением.

Применяемые решения (позиционирование по упорам, поисковые движения, устройства с удаленным центром податливости и т.п.) не всегда обеспечивают непрерывность работы сборочного оборудования, что может привести к увеличению продолжительности сборочной операции, а также имеют ограничения по номенклатуре и типоразмерам сборочных компонент. Поэтому задача разработки средств автоматизированной сборки с непрерывным циклом работы остается актуальной.

Обоснование выбора манипулятора – базового элемента сборочного устройства

Анализ существующей робототехнической базы позволяет заключить, что манипуляторы платформенного типа с параллельными кинематическими цепями [6], отличающиеся высоким быстродействием, значительной жесткостью конструкции, свойственными только им уникальными конструктивными модулями, обладают большим потенциалом для создания универсальных средств автоматизации сборочн-

ных операций по сравнению с классическими промышленными сборочными роботами на базе последовательных кинематических цепей.

Целесообразность применения данного устройства подтверждается следующим [7]:

– конфигурация рабочего пространства обеспечивает воспроизведение требуемых программных траекторий движения;

– погрешности, вызванные действием возмущений и влиянием нелинейностей, определяемые точностью изготовления звеньев конструкции и точностью приводов кинематических цепей, для позиционных траекторий не превышают 5 % и не влияют на форму и параметры поисковой траектории;

– производительность при воспроизведении программных траекторий превышает аналогичный показатель для манипуляторов с разомкнутой кинематической цепью.

Проанализируем некоторые функциональные элементы средств автоматизированной сборки. При классическом варианте роботизированной сборки [5] установочные модули соединяемых деталей принадлежат разному технологическому оборудованию. При этом погрешность Δ относительной ориентации осей соединяемых деталей в конце первого этапа адаптации может быть представлена в виде:

$$\Delta = \delta_{поз} + \delta_{ум1} + \delta_{ум2} + \delta_{баз1} + \delta_{баз2} + \delta_{изг1} + \delta_{изг2},$$

где $\delta_{поз}$ – погрешность позиционирования манипулятора;

$\delta_{ум1}$, $\delta_{ум2}$ – погрешности ориентации установочных модулей;

$\delta_{баз1}$, $\delta_{баз2}$ – погрешности базирования соответственно охватывающей детали в установочном модуле позиции сборки и охватываемой детали в установочном модуле манипулятора;

$\delta_{изг1}$, $\delta_{изг2}$ – погрешности изготовления соответственно охватывающей и охватываемой деталей.

Если реализовать установочные модули для обеих деталей в едином технологическом устройстве (относительно единой базы), то погрешности базирования $\delta_{ум1}$, $\delta_{ум2}$ будут компенсировать влияние друг друга, тогда

$$\Delta = \delta_{поз} + \delta_{баз1} + \delta_{баз2} + \delta_{изг1} + \delta_{изг2}.$$

Кроме того, чтобы компенсировать влияние погрешности позиционирования $\delta_{поз}$ в процессе совмещения, необходимо реализовать перемещение обеих соединяемых деталей одновременно одним устройством, в нашем случае – роботом с параллельными кинематическими цепями. Роботы платформенного типа подходят для этого наилучшим образом, поскольку обладают не только высокой жесткостью конструкции манипулятора, но и оснащены свойственной только им жесткой перемещаемой платформой, обеспечивающей базу (установочный модуль) для обеих деталей одновременно и их синхронное перемещение.

Особенности платформенных манипуляторов типа "дельта" позволяют при помощи некоторых конструктивных приемов использовать свободное пространство на базовом (неподвижном) основании, а также между ним и подвижной платформой для реализации вспомогательных технологических модулей, таких как загрузочное устройство, устройство подачи деталей (например, гибкий питатель) в зону сборки не только с целью экономии рабочего пространства, но и для интеграции нескольких функций, характерной для универсальных сборочных автоматов.

Итак, по предварительной оценке робот с тремя параллельными кинематическими цепями имеет необходимый потенциал для реализации основных функциональных элементов сборочной системы:

– устройство, задающее программную траекторию движения;

– устройство перемещения и ориентирования первой соединяемой детали, расположенной на сборочной позиции, в виде манипулятора с рабочим органом (захватом);

– перемещающий модуль, реализуемый в виде питателя для подачи второй присоединяемой детали в зону сборки;

– установочные модули для обеих соединяемых деталей, фиксируемые относительно единой базы (подвижной платформы);

– устройство, корректирующее программную траекторию движения.

Еще одним важным обстоятельством, которое следует принимать во внимание при разработке средства автоматизированной сборки, является не только целесообразность совмещения нескольких функциональных элементов сборочной системы в одном устройстве, но и возможность их параллельного функционирования в процессе сборочной операции, с обеспечением непрерывности цикла работы. Совмещение во времени таких этапов, как транспортировка деталей к месту сборки и адаптация их относительного положения и (или) совмещение сборочных компонент в процессе транспортной операции к устройству приема готовых сборочных единиц, позволило бы значительно сократить время выполнения сборочной операции.

Конструкция устройства на базе манипулятора платформенного типа для сборки цилиндрического соединения с гарантированным зазором

Основные элементы, входящие в состав сборочного центра:

• базовая конструкция – манипулятор с тремя параллельными кинематическими цепями [7], в состав которого входят:

– неподвижное основание в форме равностороннего треугольника;

– установленные на основании три привода вращения, ориентированные под углами 0, 120, 240° к оси симметрии основания;

– три параллельные кинематические цепи, каждая из которых содержит управляющее звено и пару соединительных звеньев;

– подвижную платформу, перемещающуюся в пространстве по трем линейным координатам X, Y, Z параллельно основанию в пределах рабочего пространства устройства;

• дополнительные модули, устанавливаемые на базовой конструкции:

– устройство, выполняющее функции захвата, ориентирования и базирования охватывающей детали, расположенной на сборочной позиции, и устанавливаемое на нижнюю поверхность подвижной платформы;

– измерительное устройство в виде электроконтактного датчика, размещаемое на внутренней поверхности устройства захвата для получения информации о завершении процесса базирования охватывающей детали;

– бункер-накопитель для загрузки охватываемых деталей, закрепленный на верхней поверхности неподвижного основания и совмещенный с выполненным в нем технологическим отверстием для подачи деталей;

– питатель, осуществляющий функцию транспортировки охватываемых деталей к модулю сопряжения сборочных компонент, конструктивно выполненный в виде гибкого канала, соединяющего технологические отверстия для подачи деталей в неподвижном и подвижном основаниях устройства, снабженный отсекателем для поштучной подачи деталей;

– устройство управления, формирующее управляющие воздействия на приводы вращения в соответствии с программой, вырабатываемой системой управления верхнего уровня, а также сигналы управления отсекателем с учетом информации о положении охватывающей детали в устройстве захвата, поступающей от расположенного на нем электроконтактного датчика;

• дополнительные модули, размещенные вне базовой конструкции:

– устройство подачи охватывающих деталей на сборочную позицию, обеспечивающее их ориентирование (плоской поверхностью, перпендикулярной оси совмещения) по координате Z;

– модуль, ограничивающий диапазон разброса охватывающих деталей на сборочной позиции, включающий информационно-измерительные (измерители положения по линейным координатам) и конструктивные элементы (бортики) для ограничения положения детали;

– система управления верхнего уровня, обеспечивающая взаимосвязанное функционирование всех элементов системы, а также вычисление программной траектории поиска охватывающей детали на сборочной позиции в соответствии с информацией о ее положении, поступающей от измерительных средств.

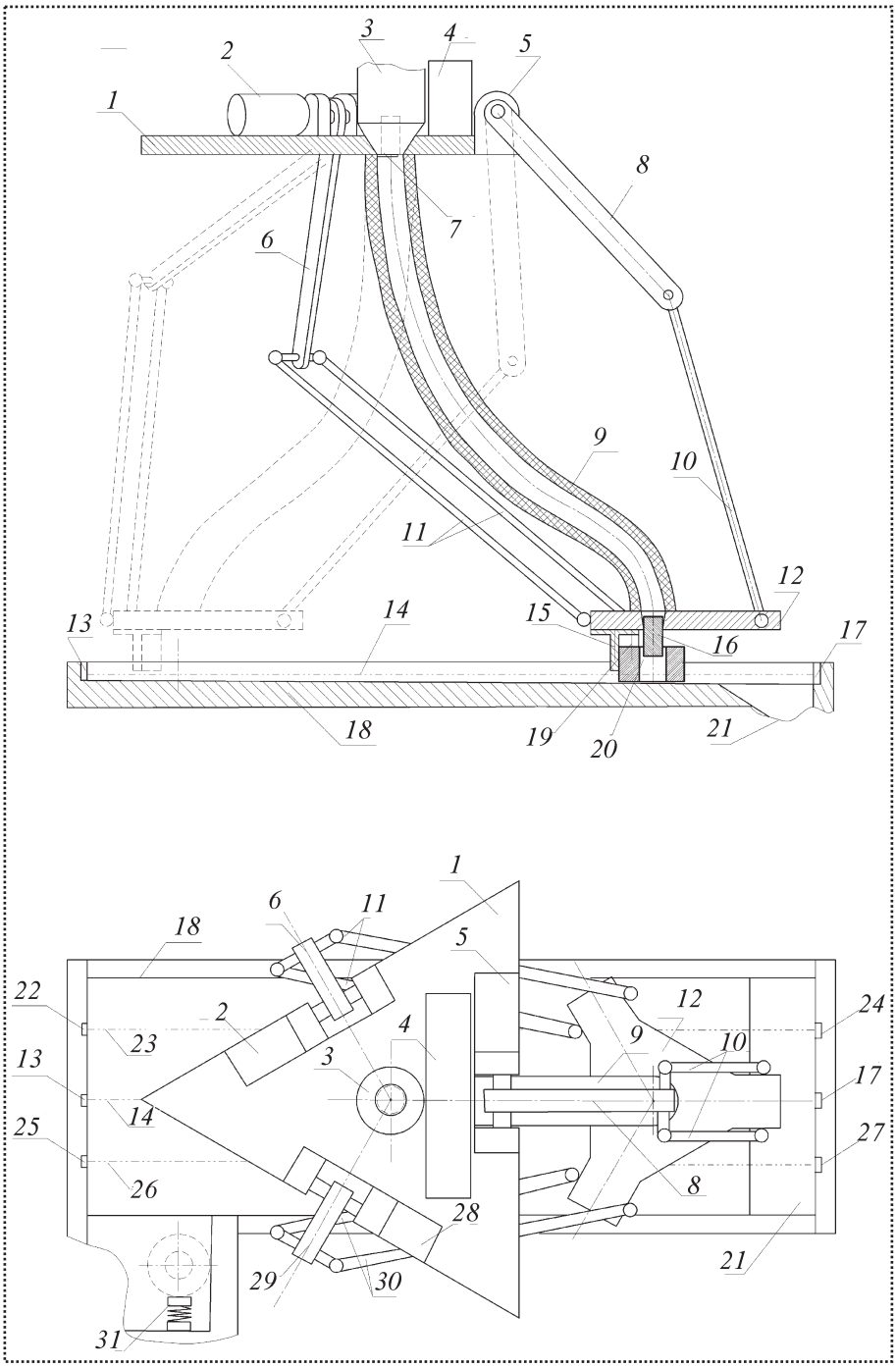


Рис. 1. Устройство для сборки деталей на базе манипулятора с параллельными кинематическими цепями

Устройство для сборки деталей на базе манипулятора с параллельными кинематическими цепями, представленное на рис. 1, работает следующим образом. В исходном состоянии (обозначено штриховыми линиями) охватываемые детали *16* (валы) из бункера-накопителя *3* попадают через ориентирующее отверстие основания *1* в гибкий питатель *9* и удерживаются верхним отсекателем *7*.

Охватывающие детали *20* подаются устройством *31* на сборочную позицию. Их положение не фиксировано и ограничено только конструктивными элементами *18*. При подаче управляющего воздействия, формируемого устройством управления *4*, на электрические приводы *2, 5*, *28* их выходные валы начинают поворачиваться на заданные координаты, перемещая звенья управляющие *6*, *8*, *29* и соединительные *10*, *11*, *30*, при этом держатель *3* совершает поступательное движение, параллельное плоскости основания *1*.

Инструмент *15* для захвата деталей, жестко закрепленный на держателе *12*, перемещаясь вдоль горизонтальной поверхности сборочной позиции *18*, осуществляет поиск охватывающей детали *20* (втулки). Траектория движения держателя *12* корректируется с помощью устройства управления *4* на основании информации о расположении детали *20*, представляющей собой сигнал размыкания одного из трех информационных каналов *14*, *23*, *26* при перекрытии деталью *20* луча, испускаемого соответствующим источником *17*, *24*, *27* и принимаемого соответствующим приемником *13*, *22*, *25*.

Устройство управления *4* в соответствии с программой движения корректирует сигналы управления приводами *2*, *5*, *28*, при отработке перемещений которыми реализуется маневр держателем *12* в направлении, обеспечивающем контакт инструмента для захвата *15* с внешней цилиндрической поверхностью детали *20*, при котором последней сообщается ориентирующее перемещение для ее базирования относительно держателя *12*.

По окончании процесса ориентирования происходит замыкание охватывающей деталью *20* электрической цепи электроконтактного датчика *19*, расположенного на внутренней поверхности устройства захвата *15*, и устройство управления *4* подает сигнал, высвобождающий отсекатель *7*. При этом одна охватываемая деталь *16* (вал) под действием собственной силы тяжести выпадает из гибкого питателя *9* в ориентирующее отверстие держателя *12*, перемещающегося с ускорением, что обеспечивает ей требуемое положение относительно детали *20*, и деталь *16* совершает движение совмещения сопрягаемых поверхностей с деталью *20*.

Движение держателя *12* с сопряженными деталями *16* и *20* продолжается в направлении технологического отверстия, совмещенного с приемником *21*, с целью удаления готовой сборочной единицы со сборочной позиции. При попадании в это отверстие готовая сборочная единица под действием собственной силы тяжести высвобождается из инструмента для захвата *15*. Затем все элементы сборочной системы возвращаются в исходное состояние и цикл повторяется.

Методика расчета параметров сборочного устройства

Исходные данные для расчета:

$d_д$ и $h_д$ – диаметр и высота вала;

$D_д$ и $H_д$ – наружный диаметр и высота втулки.

На начальной стадии проектирования сборочного устройства проводят расчет геометрических параметров звеньев манипулятора, от соотношения которых зависит конфигурация рабочего пространства манипулятора. Наилучшим образом подходящая для сборочного устройства конфигурация соответствует конструкции с соотношениями геометрических параметров звеньев [1]

$$L_1 > L_2;\ r \le L_2,$$

где L_1 и L_2 – длина соединительных и управляющих звеньев манипулятора;

r – параметр, характеризующий разницу длин неподвижного основания и подвижной платформы манипулятора.

Рабочее пространство определяет диапазоны перемещений рабочего органа манипулятора (инструмента для захвата деталей) в прямоугольной системе координат. Для приведенного соотношения геометрических параметров манипулятора [3] $x_{max} = y_{max} = 2L_1$; $z_{max} = L_1$.

Выбираем соотношения геометрических параметров звеньев устройства и соединяемых деталей путем геометрических построений. На рис. 2 изображены два состояния звеньев устройства: первое характеризует положение подвижной платформы при совпадении ее центра т. *P* с центром неподвижного основания т. *O* (показано сплошными линиями), второе соответствует перемещению центра подвижной платформы к периферии рабочего пространства т. *P'* (показано штриховыми линиями). Обозначения:

OA_j – параметр r_A неподвижной платформы;

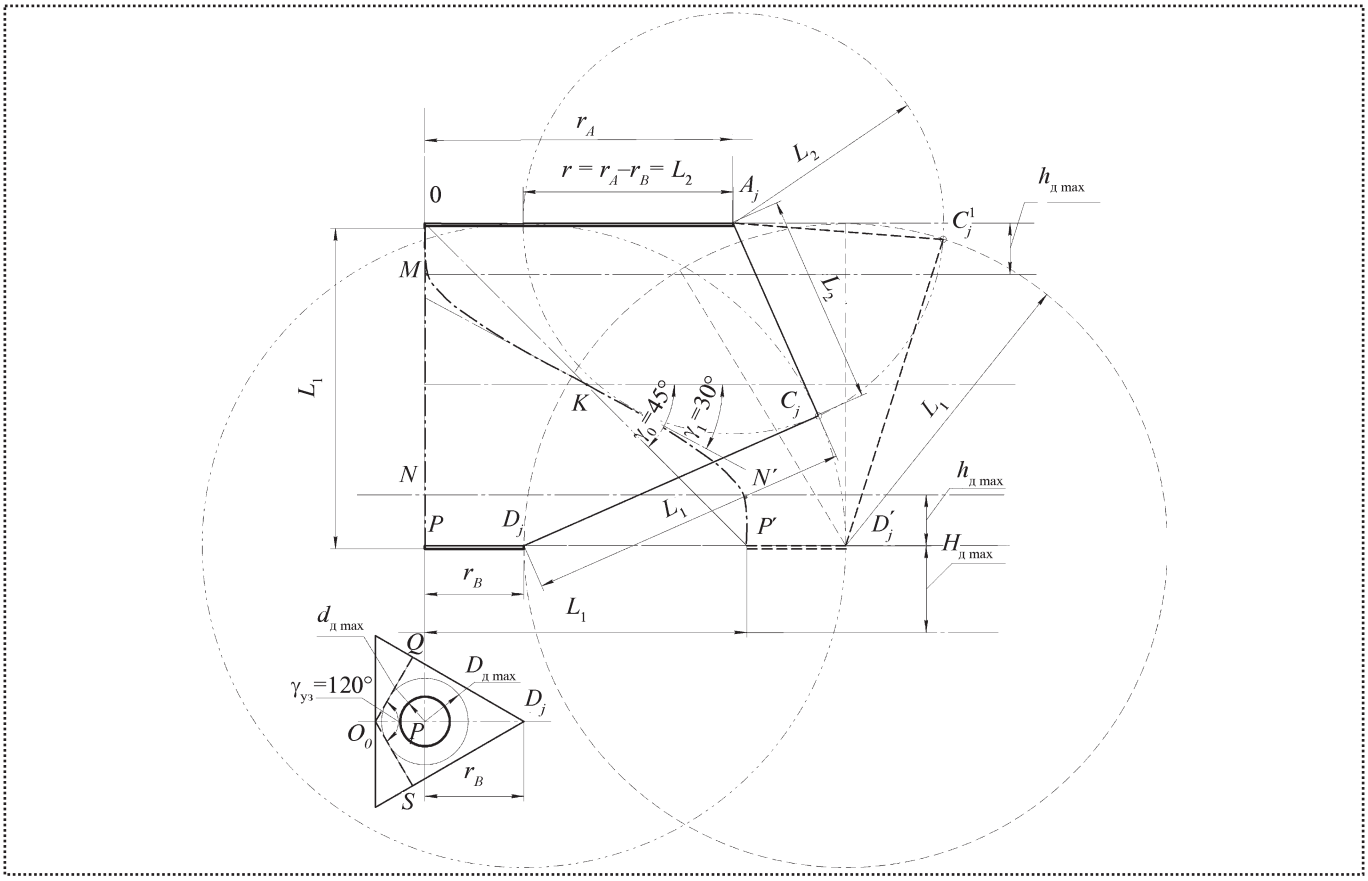


Рис. 2. Геометрический анализ сборочного устройства

A_jC_j и A_jC_j' – управляющее звено L_2 соответственно в первом и втором состояниях;

C_jD_j и $C_j'D_j'$ – соединительное звено L_1 соответственно в первом и втором состояниях;

D_jP и $D_j'P'$ – параметр r_B подвижной платформы соответственно в первом и втором состояниях;

MN и MN' – ось гибкого питателя соответственно в первом и втором состояниях;

O_OQ, O_OS – длины ориентирующих поверхностей устройства захвата;

$\gamma_{у.з}$ – угол между ориентирующими поверхностями;

λ_0 – угол наклона к горизонтали прямой OP', соединяющей центры основания и удаленной на периферию платформы;

λ_1 – угол наклона к горизонтали траектории MN' движения деталей по гибкому питателю.

На основании геометрического анализа конструкции получены следующие соотношения длин управляющего и соединительного звеньев, параметров неподвижного основания и подвижной платформы, а также максимальных параметров соединяемых деталей:

$$L_2 \approx 0{,}65 L_1;$$

$$r_B \approx 0{,}3 r_A \approx 0{,}5 L_2;$$

$$r = r_A - r_B \approx L_2;$$

$$h_{д\,max} \approx 0{,}16 L_1,$$

$$d_{д\,max} \approx 2 \cdot 0{,}25 r_B \approx 2 \cdot 0{,}08 L_1 \approx 0{,}16 L_1;$$

$$H_{д\,max} \approx 0{,}25 L_1;$$

$$D_{д\,max} \approx 0{,}25 L_1.$$

Параметр $h_{д\,max}$ – предельно допустимая высота вала, при котором он не препятствует

перемещению гибкого питателя; $d_{д\,max}$ определяется возможностью конструктивного исполнения технологического отверстия в подвижной платформе, предназначенного для вывода деталей из гибкого питателя в зону сборки; $D_{д\,max}$ и $H_{д\,max}$ зависят от конструктивных параметров инструмента для захвата деталей, а также от возможности его размещения на нижней поверхности подвижной платформы, т.е. от ее геометрических размеров.

Проанализируем характеристики и соотношения параметров гибкого питателя. Он обладает способностью деформироваться в зависимости от расстояния между подвижной платформой и основанием, при этом минимальная $l_{г.п\,0}$ и максимальная $l_{г.п\,k}$ длины питателя должны удовлетворять условиям: $l_{г.п\,0} \approx L_1$; $l_{г.п\,k} \approx 1{,}5L_1$.

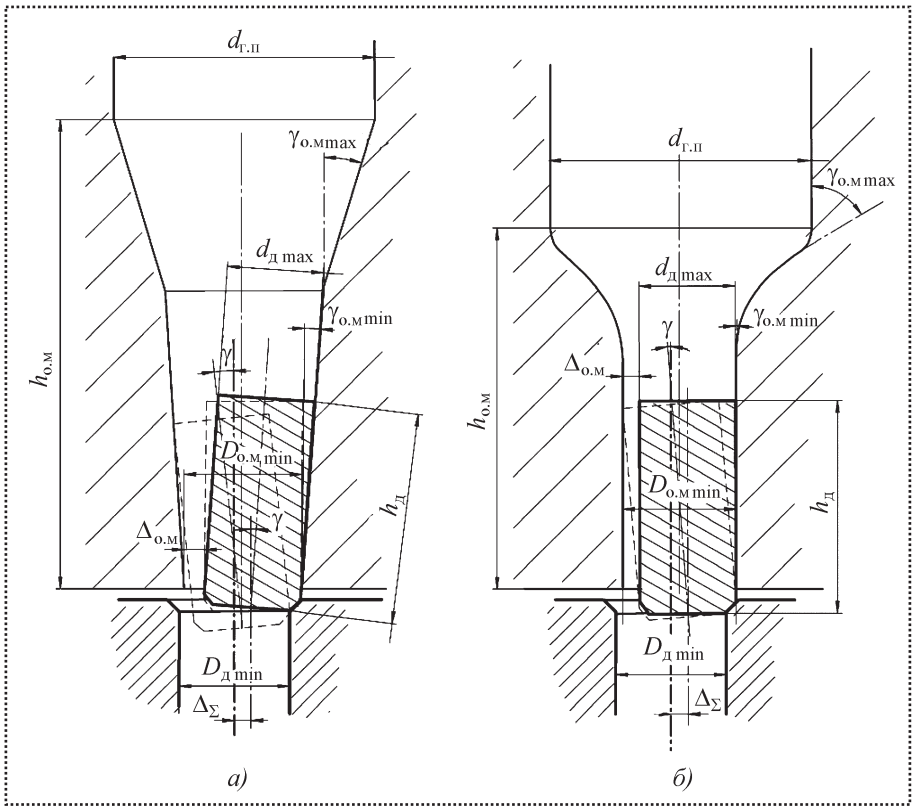


Рис. 3. Варианты конструктивного исполнения ориентирующих модулей:
а – первый; *б* – второй

Гибкий питатель снабжен отсекателем, ограничивающим движение охватываемой детали до момента замыкания цепи электроконтактного датчика устройства захвата охватывающей деталью, высвобождая первую при завершении процесса базирования.

Траектория движения соединяемых деталей – прямолинейная.

Диаметр сечения гибкого питателя

$$d_{г.п} = d_д + \Delta_{г.п},$$

где $\Delta_{г.п}$ – зазор, обеспечивающий свободное поступательное движение и ограничивающий угловые перемещения относительно осей X, Y детали при ее транспортировке по гибкому питателю под действием гравитационных сил.

Высота детали (вала) $h_{д\,max} \approx 0{,}16L_1$ ограничена только верхней границей, причем отношение высоты детали к ее диаметру может быть как меньше, так и больше или равно единице (для питателя, обладающего способностью сжиматься и растягиваться).

На следующем этапе проектирования проанализируем конструкцию, сопрягающую гибкий питатель и подвижную платформу, обеспечивающую ориентирование охватываемой детали относительно охватывающей. Варианты конструктивного исполнения ориентирующих модулей представлены на рис. 3. Обозначения:

$D_{д\,min}$ – наименьший диаметр отверстия охватывающей детали;

$d_{д\,max}$ – наибольший диаметр охватываемой детали;

$h_д$ – длина соединения;

Δ_Σ и γ – относительное и угловое рассогласования поверхностей сопрягаемых деталей;

$d_{г.п}$ – диаметр гибкого питателя;

$D_{о.м\,min}$ – минимальный диаметр технологического отверстия ориентирующего модуля;

$\Delta_{о.м}$ – зазор, обеспечивающий свободное поступательное перемещение детали в ориентирующем модуле;

$\gamma_{о.м\ min}$, $\gamma_{о.м\ max}$ – минимальный и максимальный углы наклона поверхности ориентирующего модуля к его оси;

$h_{о.м}$ – высота ориентирующего модуля.

Верхняя часть ориентирующего модуля должна обеспечить сопряжение с гибким питателем, поэтому определяется параметрами $d_{г.п}$, $\gamma_{о.м\ max}$, нижняя часть предназначена для выведения охватываемой детали в зону сборки в ориентированном положении с требуемой точностью и характеризуется параметрами $D_{о.м\ min}$, $\gamma_{о.м\ min}$. Соотношение диаметров технологических отверстий и характер зависимости углов наклона ориентирующих поверхностей входа и выхода определяют конструкцию ориентирующего модуля.

Первый вариант конструкции (рис. 3, *а*) предусматривает коническую форму ориентирующей поверхности, разделенной на две части, характеризующиеся линейной зависимостью между углами $\gamma_{о.м\ min}$ и $\gamma_{о.м\ max}$. Во втором варианте (рис. 3, *б*) ориентирующая поверхность сложной формы характеризуется убывающей нелинейной зависимостью углов наклона $\gamma_{о.м}$. К достоинствам второго варианта относятся меньшая высота $h_{о.м}$, плавное изменение угла наклона $\gamma_{о.м}$, а также возможность обеспечения меньшего углового рассогласования сборочных компонент γ. Таким образом, предпочтителен второй вариант конструктивного исполнения ориентирующего модуля.

Рассмотрим конструкцию, включающую ориентирующие модули для обеих соединяемых деталей, выполненные в виде единого базирующего модуля (рис. 4), устанавливаемого на подвижную платформу манипулятора с параллельными кинематическими цепями. Такой модуль обеспечивает заданную взаимную ориентацию охватываемой и охватывающей деталей с целью их совмещения.

Заключительный этап проектирования устройства – создание алгоритма (рис. 5) управления движением подвижной платформы, обеспечивающего поиск наружной поверхности охватывающей детали (втулки) на сборочной позиции, ее захват и адаптацию относительно единого базирующего модуля.

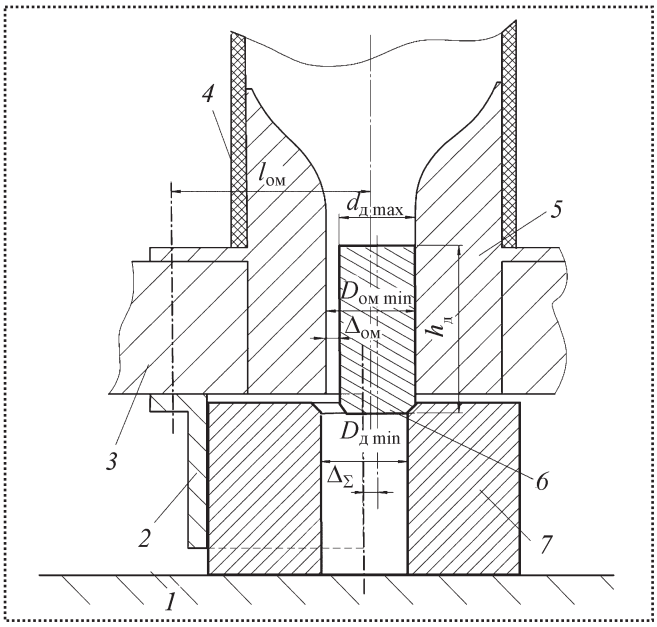


Рис. 4. Единый базирующий модуль:
1 – сборочная позиция; *2* – устройство захвата охватывающей детали; *3* – подвижная платформа; *4* – гибкий питатель; *5* – ориентирующий модуль охватываемой детали; *6* и *7* – охватываемая и охватывающие детали

Необходимое условие осуществления алгоритма направленного поиска – коррекция траектории движения устройства захвата за счет введения информационного канала относительной ориентации детали на сборочной позиции. Наиболее простым способом получения информации об ориентации детали является использование нескольких каналов на базе оптической пары, состоящей из источника лучистой энергии и фотоприемника. Размещение нескольких оптических информационных каналов параллельно транспортной траектории движения захватного устройства робота позволяет разделить сборочную позицию на области с наличием или отсутствием детали.

На рис. 5 представлен вариант алгоритма с тремя оптическими каналами. Обнаружение детали осуществляется посредством перекрытия ею оптического луча. Алгоритм включает три этапа: перемещение захватного устройства из исходной позиции (точка *O*) вдоль оси *X* в

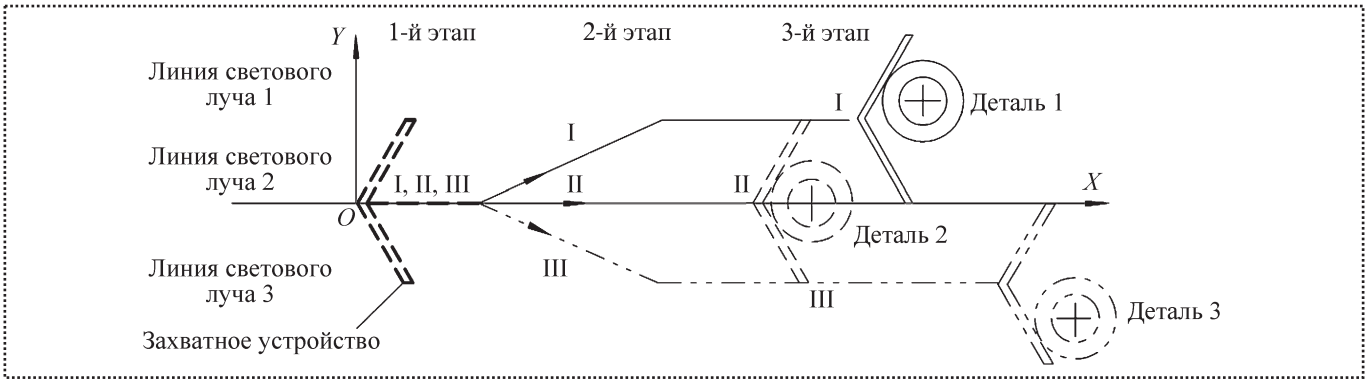


Рис. 5. Алгоритм поиска и захвата детали на сборочной позиции:
I – маневр влево; II – отсутствие коррекции траектории; III – маневр вправо

направлении размещения детали; коррекция траектории движения робота на базе информационного сигнала от оптических каналов (маневр) с целью обеспечения захвата детали; прямолинейное перемещение захватного устройства параллельно оси X, в процессе которого осуществляется захват детали, ее ориентирование и совмещение со вторым сборочным компонентом при движении, а также транспортирование готовой сборочной единицы на следующую технологическую позицию.

Выбор расстояния между информационными оптическими лучами, их количества, а также размаха маневра захватного устройства (вдоль оси Y) определяет границы диапазона разброса деталей на сборочной позиции. Для предложенной схемы алгоритма соотношение геометрических параметров следующее: расстояние между оптическими лучами и размах маневра захватного устройства составляют $D_д$, причем длина плоского перемещающего элемента $h = D_д/\sin\gamma_{у.з}$, где $\gamma_{у.з} = 120°$.

При соответствующих соотношениях характеристик получаем максимальный диапазон разброса деталей по координате Y на сборочной позиции $Y_{max} = 4{,}5D_д$. Разброс деталей по координате X ограничен, с одной стороны, диапазоном $2L_1$ перемещения захватного устройства, с другой стороны – длиной пути, проходимого захватываемой деталью по сборочной позиции по координате X в процессе ее ориентирования под действием инерционных сил. По результатам математического моделирования процесса ориентирования и экспериментальных исследований получено, что диапазон разброса деталей по координате X не должен превышать длину звена L_1, т.е. $4D_д$.

Изложенная методика проектирования сборочного устройства основана на геометрическом анализе его конструкции, рабочего пространства, а также на результатах исследований с помощью средств математического моделирования процесса адаптации (ориентирования) деталей. Конечными выходными данными методики являются соотношения конструктивных параметров сборочного устройства и геометрических параметров собираемых деталей.

Выводы

Предложена конструкция устройства на базе манипулятора с параллельными кинематическими цепями для автоматизации операции сборки осесимметричных деталей с гарантированным зазором. Разработанной конструкции свойственны высокое быстродействие, характерное для манипуляторов с параллельными кинематическими цепями, отсутствие необходимости высокой точности позиционирования манипулятора по причине использования поискового метода адаптации, простой алгоритм управления движением манипулятора, конструктивное исполнение вспомогательных технологических модулей на базовой конструкции манипулятора платформенного типа, возможность переналад-

ки на другой типоразмер деталей за счет сменных конструктивных модулей.

Применение предложенного средства автоматизации характеризуется выполнением операции при значительных начальных рассогласованиях соединяемых деталей, параллельным выполнением этапов транспортирования охватывающей и охватываемой деталей к месту сборки, совмещением этапов транспортирования охватывающей детали и ее адаптации, сопряжением охватывающей и охватываемой деталей в едином базирующем модуле, совмещением процесса сопряжения сборочных компонент и этапа транспортирования готовой сборочной единицы к следующей технологической позиции. Таким образом, предложенное устройство позволяет расширить технологические возможности средств автоматизации сборки и обеспечить непрерывный цикл сборочной операции.

Библиографический список

1. **Холодкова А.Г.** Создание научных основ автоматизации сборочных процессов // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2005, № 9. С. 41–46.

2. **Simunovic S.N.** An Information Approach to Part Mating, Ph. D. thesis, M. I. T., Cambridge, Massachusetts, April 1979.

3. **Гусев А.А.** Адаптивные устройства сборочных машин. М.: Машиностроение, 1979. 208 с.

4. **Козырев Ю.Г.** Программно-управляемые системы автоматизированной сборки. М.: Издательский центр "Академия", 2008. 302 с.

5. **Управление** дискретными процессами в ГПС / Л.С. Ямпольский, З. Банашак, К. Хасегаваи др. Киев: Тэхника; Вроцлав: Изд-во Вроцлав. политехн. ин-та; Токио: Токосё, 1992. 251 с.

6. **Parallel** Manipulators. Towards New Applications / M.A. Laribi, L. Romdhane, S. Zeghloul. Advanced Synthesis of the DELTA Parallel Robot for a Specified Workspace. Viena: Tech Education and Publishing. http: //www.intehweb.com., 2008.

7. **Кузнецова С.В.** Анализ возможностей воспроизведения позиционных и поисковых траекторий совмещения соединяемых деталей рабочим органом робота с замкнутой кинематической цепью // Автоматизация в промышленности. 2010, № 4. С. 27–32.

УДК 621.757

Ю.З. Житников, *д-р техн. наук,* **И.В. Житникова,** *аспирант*
(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева)
E-mail: kgta_tms@mail.ru

Анализ погрешностей моментов затяжки одношпиндельными гайковертами на основе муфт предельного момента

Дан анализ точности затяжки резьбовых соединений одношпиндельными гайковертами и пути ее повышения.

The article provides an analysis of the tightening accuracy of thread connections using single-spindle screwdrivers and outlines the ways of its improving.

Ключевые слова: точность, момент затяжки, гайковерт, муфта, шпиндель, патрон, погрешности случайные, систематические.

Keywords: accuracy, tightening torque, screwdriver, clutch, spindle, cartridge, defect stochastic, systematic.

В настоящее время точность затяжки резьбовых соединений одношпиндельными гайковертами типа "пистолет" неудовлетворительна, погрешность моментов (осевых сил) затяжки достигает 25 % номинальных значений. В ряде отраслей промышленности, например авиационной, при сборке двигателей и других элементов конструкций требуется, чтобы этот показатель не превышал 10 % номинальных значений.

Широкое применение в сборочном производстве нашли одношпиндельные гайковерты внешнего крутящего момента, в которых обеспечение и контроль момента затяжки осуществляется муфтами предельного момента. При сборке одной партии изделия двумя и более гайковертами возникают дополнительно случайные погрешности моментов затяжки от разности приведенных к осям шпинделей мо-

ментов инерции $\delta M_{\Delta I}$ вращающихся частей гайковертов.

Оценим влияние погрешностей моментов затяжки резьбовых соединений, вызванных указанными факторами.

Влияние величины и нестабильности угловой скорости вращения вала двигателя гайковерта, приведенной к оси шпинделя.

В момент затяжки резьбового соединения возникает замедление, что приводит к появлению момента сил инерции по направлению вращения шпинделя и дополнительной погрешности момента затяжки. Согласно [1] момент сил инерции

$$M_{\text{ин}} = I_z \varepsilon, \qquad (1)$$

где I_z – момент инерции вращающихся элементов гайковерта, приведенный к оси шпинделя;

ε – угловое замедление.

Считаем процесс затяжки равнозамедленным, поэтому [2]:

$$\varphi = \frac{\varepsilon t^2}{2}; \quad \omega_1 = \omega_0 - \varepsilon t, \qquad (2)$$

где φ – угол затяжки резьбового соединения;

t – время затяжки (торможения);

ω_1, ω_0 – угловая скорость вращения шпинделя соответственно в конце и в начале затяжки ($\omega_1 = 0$).

После преобразований выражений (2) получим

$$\varepsilon = \frac{\omega_0^2}{2\varphi} \qquad (3)$$

и подставим (3) в (1):

$$M_{\text{ин}} = I_z \frac{\omega_0^2}{2\varphi}. \qquad (4)$$

Данное уравнение позволяет оценить влияние на погрешности моментов затяжки резьбовых соединений четырех факторов: $\delta M_{\Delta\omega}$, δM_I, $\delta M_{\Delta I}$, δM_ω. Конструктивно такие гайковерты выполнены в виде пистолета, состоящего из корпуса, в котором расположен двигатель (электрический или пневматический), планетарного редуктора, муфты предельного момента и патрона для удержания резьбовой детали [3]. Ряд подобных гайковертов снабжен датчиками моментов, которые срабатывают в зависимости от достижения требуемого момента затяжки [4, 5].

Проанализируем погрешности моментов затяжки гайковертов на основе муфт предельного момента и определим пути повышения их точности. При завинчивании и затяжке резьбовых соединений одношпиндельными гайковертами возникают как случайные, так и систематические погрешности моментов затяжки.

Случайные погрешности определяются:

– нестабильностью угловой скорости вращения $\delta M_{\Delta\omega}$ выходного вала двигателя, приведенной к оси шпинделя;

– кинематической погрешностью угла поворота шпинделя $\delta M_{\text{к}}$ от неточности изготовления зубчатой передачи;

– нестабильностью моментов сопротивления $\delta M_{\text{р}}$ в резьбовых соединениях;

– нестабильностью срабатывания $\delta M_{\text{м}}$ муфты предельного момента при отключении.

Систематические погрешности моментов затяжки зависят от моментов инерции δM_I вращающихся частей гайковерта, приведенных к оси шпинделя и угловой скорости вращения шпинделя δM_ω в момент начала затяжки (торможения). Эти две погрешности компенсируются при настройке муфты предельного момента, образуя погрешность настройки $\delta M_{\text{н}}$. Расчеты показали, что приведенные к осям шпинделей моменты инерции вращающихся элементов гайковертов для резьбовых соединений диаметром до 12 мм составляют $(40...50)10^{-5}$ Н·м^2. Даже при частотах вращения шпинделей n = 150 мин$^{-1}$ погрешности моментов затяжки составляют доли процента номинальных значений.

Влияние кинематических погрешностей углов поворота шпинделей.

Согласно [6] эта погрешность в зависимости от точности изготовления зубчатой передачи составит

$$\Delta\varphi_{к} = \sum_{j=1}^{n} \frac{4{,}8F'_j}{m_j i_{jn}}, \qquad (5)$$

где F'_j – допустимое значение кинематической погрешности для j-го цилиндрического прямозубого колеса за один оборот;

m_j – модуль зацепления j-го колеса;

i_{jn} – передаточное отношение от j-го звена к n-му.

Влияние погрешности угла поворота шпинделя на осевую силу затяжки определяется из выражения [7]

$$\Delta\varphi_{к} = \frac{2\pi Q_0 l_б}{F_б E_б P}, \qquad (6)$$

где Q_0 – осевая сила затяжки;

$l_б$ и $F_б$ – длина и площадь сечения растягиваемой части болта;

$E_б$ – модуль упругости материала болта;

P – шаг резьбы.

Расчеты показали, что погрешности осевой силы затяжки, а следовательно, и момента мало зависят от кинематической погрешности зубчатой передачи.

Влияние нестабильности момента сопротивления в резьбовом соединении от трения в резьбе и на торце болта, его параметров и их допустимых отклонений на погрешность момента затяжки можно оценить методом линейных ошибок (дифференцированием).

Момент затяжки резьбового соединения находим из выражения [7]

$$M_з = Q_0\left[\frac{1}{3}\mu_т \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} + \frac{d_2}{2}\operatorname{tg}\left(\frac{P}{\pi d_2} + \rho\right)\right], \qquad (7)$$

где $\mu_т$ – коэффициент трения на торце головки болта;

D – средний диаметр головки болта (размер под ключ);

d_0 – диаметр тела болта;

d_2 – средний диаметр резьбы;

ρ – угол трения в резьбе.

Согласно методу линейных ошибок в конечных величинах получим

$$\Delta M_з = \frac{\partial M_з}{\partial Q_0}\delta Q_0 + \frac{\partial M_з}{\partial \mu_т}\delta\mu_т + \frac{\partial M_з}{\partial D}\delta D + \\ + \frac{\partial M_з}{\partial d_0}\delta d_0 + \frac{\partial M_з}{\partial d_2}\delta d_2 + \frac{\partial M_з}{\partial P}\delta P + \frac{\partial M_з}{\partial \rho}\delta\rho, \qquad (8)$$

где $\frac{\partial M_з}{\partial Q_0}, \frac{\partial M_з}{\partial \mu_T}, ..., \frac{\partial M_з}{\partial \rho}$ – частные производные момента затяжки по указанным параметрам (коэффициенты влияния указанного параметра на погрешность момента затяжки);

δQ_0, $\delta\mu_т$, ..., $\delta\rho$ – допустимые отклонения указанных параметров.

Из расчетов и результатов исследований следует, что погрешности моментов затяжки от нестабильности моментов сопротивления в резьбовых соединениях могут составлять от 20–30 % номинальных значений. Причем наибольшие погрешности возникают от нестабильности трения в резьбе и на торце головки болта.

Следующая погрешность момента затяжки, возникающая в одношпиндельных гайковертах, определяется нестабильностью срабатывания (отключения) муфты предельного момента. Согласно [6] осевая сила срабатывания муфты предельного момента кулачкового (зубчатого) типа

$$Q_м = \frac{M_м}{D_0 + D_1}\left[f'\frac{D_0 + D_1}{2d} + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi')\right],$$

где $M_м$ – крутящий момент срабатывания муфты;

D_0 и D_1 – наружный и внутренний диаметр зубчатой муфты;

f' – приведенный коэффициент трения муфты по валу;

d – диаметр вала муфты;

α – угол скоса зуба;

φ – угол трения на контактных поверхностях зубьев.

Влияние погрешности срабатывания муфты предельного момента на погрешность момента затяжки анализировали на основе метода линейных ошибок и экспериментально. Погрешность момента затяжки составила 7–10 % номинального момента срабатывания муфты. Ее можно значительно уменьшить (до 0,5 %), используя при отключении гайковерта датчик момента, но повлиять на основную погрешность момента затяжки (8) от нестабильности сопротивления в резьбе таким образом нельзя.

Оценим погрешность момента затяжки резьбовых соединений при контроле момента по углу поворота резьбовой детали. Воспользуемся выражением (6), в которое не вошли значения коэффициентов трения. Преобразуем его:

$$Q_0 = \frac{\Delta\varphi_к F_б E_б P}{2\pi l_б}.$$

На основе метода линейных ошибок оценим погрешность момента затяжки при контроле по углу поворота резьбовой детали:

$$\delta Q_0 = \frac{\partial Q_0}{\partial \Delta\varphi_к}\delta\Delta\varphi_к + \frac{\partial Q_0}{\partial F_б}\delta F_б + \\ + \frac{\partial Q_0}{\partial E_б}\delta E_б + \frac{\partial Q_0}{\partial P}\delta P + \frac{\partial Q_0}{\partial l_б}\delta l_б.$$

Расчеты и экспериментальные данные по контролю точности затяжки по углу поворота резьбовых деталей показали, что погрешности осевых сил моментов и затяжки не превышают 8 % номинальных значений. Однако в этом случае необходимо определить (назначить) момент начала отсчета угла, что потребует установки специального датчика. Кроме того, необходимо уменьшить скорость вращения шпинделя до $n = 40$ мин$^{-1}$. Установка датчиков несколько повысит стоимость одношпиндельного гайковерта, но снизит погрешность момента затяжки более чем в 3 раза.

Следовательно, единственный путь повышения точности затяжки резьбовых соединений одношпиндельными гайковертами – обеспечить контроль затяжкой резьбовых соединений по углу поворота резьбовой детали.

Библиографический список

1. **Яблонский А.А., Никифоров В.М.** Курс теоретической механики. Ч. 2. Динамика: Учебник. М.: Высшая школа, 1977. 430 с.

2. **Яблонский А.А., Никифоров В.М.** Курс теоретической механики. Ч. 1. Статика. Кинематика: Учебник. М.: Высшая школа, 1977. 368 с.

3. **А.с. 1452671** СССР, МКИ^3 В 25 В 21/00. Гайковерт / В.Н. Сорокин и др. Опубл. 23.01.89, Бюл. № 3.

4. **А.с. 1562119** СССР, МКИ^3 В 25 В 21/00. Гайковерт / А.Г. Герасимов. Опубл. 07.05.90, Бюл. № 17.

5. **А.с. 1174221** СССР, МКИ^3 В 23 Р 19/06, В 25 В 21/00. Пневматический гайковерт / Д.Ф. Брюхановец и др. Опубл. 23.08.85, Бюл. № 31.

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

7. **Иосилевич Г.Б., Строганов Г.Б., Шарловский Ю.В.** Затяжка и стопорение резьбовых соединений. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1985. 244 с.

Работа выполнена в рамках реализации государственного контракта № 14.740.11.0984.

УДК 621.717

М.Н. Сорокин, *д-р техн. наук, профессор,* **Ю.Н. Ануров**
(Московский государственный вечерний металлургический институт)
E-mail: Sorokin@mail.ru, ayn2001@mail.ru

Формализация метода межгрупповой взаимозаменяемости при реализации селективной сборки изделий

Обосновано применение метода межгрупповой взаимозаменяемости для реализации селективной сборки изделий типа "вал–втулка", дана математическая постановка задачи комплектования для применения метода, показано, что он позволяет существенно увеличить точность параметров сопряжения по сравнению с методом полной взаимозаменяемости и при определенных условиях обеспечивает полную собираемость изделий.

Application of a method of intergroup interchangeability for realization of selective assemblage of products of type "shaft-plug" is proved. Mathematical statement of a problem of acquisition at application of a method of intergroup interchangeability for realization of selective assemblage of products of type “shaft-plug” is given. It is shown that the method of intergroup interchangeability allows to increase essentially accuracy of reception of parameters of interface in comparison with a method of complete interchangeability and under certain conditions to provide a full collecting of products.

Ключевые слова: селективная сборка, селективный интервал, селективная группа, задача комплектования, путь комплектования, допустимый путь комплектования, сборочный комплект, задача получения сборочного комплекта, задача Монжа–Канторовича, задача линейного программирования, транспортная сеть комплектования, сопрягаемый параметр, параметр сопряжения, метод групповой взаимозаменяемости, метод межгрупповой взаимозаменяемости, незавершенное производство, собираемость изделий.

Keywords: selective assembly, selective interval, selective group, acquisition problem, acquisition way, admissible way of acquisition, the assembly complete set, problem of reception of the assembly complete set, problem of Monzh–Kantorovich, linear programming problem, transport network of acquisition, the interfaced parameter, interface parameter, method of group interchangeability, method of intergroup interchangeability, the manufacture rest, mounted products.

Селективная сборка изделий является одним из самых эффективных методов получения высокоточных сопряжений. В настоящее время селективная сборка изделий реализуется по методу групповой взаимозаменяемости [1]. Однако ее внедрение для изделий типа "вал–втулка" сдерживается наличием незавершенного производства вследствие неидентичности законов распределения сопрягаемых параметров.

Для ликвидации незавершенного производства в середине 70-х годов прошлого века был предложен метод межгрупповой взаимозаменяемости [2]. Рассмотрим его применение на примере селективной сборки изделий типа "вал–втулка" (рис. 1).

Введем обозначения:

x_i – сопрягаемый параметр вала и втулки, $i = \overline{1,\ 2}$;

δx_i – поле допуска сопрягаемого параметра x_i, $\delta x_i = [-1,\ +1]$;

Δx_i – допуск на сопрягаемый параметр x_i, $\Delta x_i = 2$;

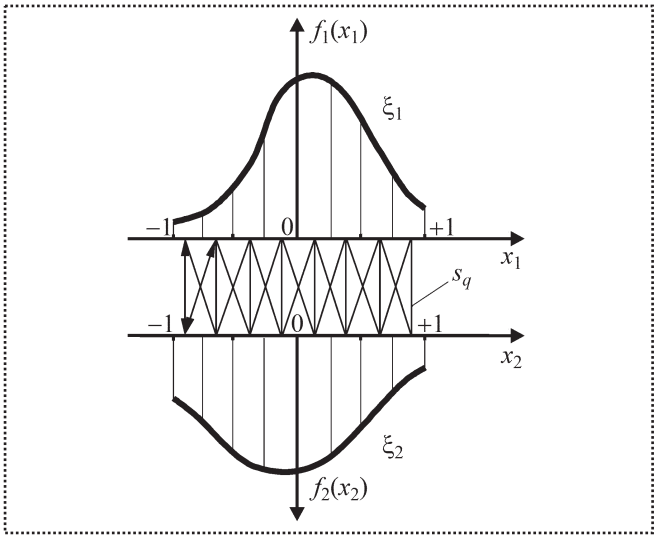


Рис. 1. Метод межгрупповой взаимозаменяемости

δ – длина селективного интервала поля допуска на сопрягаемые параметры x_1 вала и x_2 втулки;

M – число селективных интервалов поля допуска на сопрягаемые параметры, $M = \frac{2}{\delta}$;

x_{ij_i} – точки деления на селективные интервалы поля допуска на сопрягаемый параметр x_i, $j_i = \overline{1,\ M}$;

R – параметр сопряжения, $R = x_1 - x_2$;

δR – поле допуска параметра сопряжения, $\delta R = [R_{\min}, R_{\max}]$,

ΔR – допуск на параметр сопряжения, $R = R_{\max} - R_{\min}$.

Метод межгрупповой взаимозаменяемости предусматривает разбиение полей допусков сопрягаемых параметров на более мелкие селективные интервалы по сравнению с методом групповой взаимозаменяемости, для которого $2\delta = R$. Для метода межгрупповой взаимозаменяемости δ выбирается кратной допуску на параметр сопряжения ΔR, т.е. $k\delta = \Delta R$, где $k \geq 4$. Тогда число селективных интервалов для полей допуска вала и втулки будет одинаковым и равным $M = \frac{2}{\delta}$. На рис. 1 дан пример реализации метода межгрупповой взаимозаменяемости: $\delta = 0{,}25$; $\delta R = [-0{,}5,\ +0{,}5]$; $\Delta R = 1$. Как видно, каждая селективная группа поля допуска вала имеет несколько связей с селективными группами поля допуска втулки. Сборочный комплект может быть получен из деталей, взятых из разноименных селективных групп. Данный сборочный комплект определяет связь этих двух групп или путь получения сборочного комплекта или путь комплектования деталей с этой целью. Если для сборочного комплекта, полученного на произвольном пути комплектования, выполняется требование на параметр сопряжения $R_{\min} \leq R \leq R_{\max}$, то этот путь комплектования назовем допустимым и обозначим его s_q, $q = \overline{1,\ N}$, где N – общее число допустимых путей комплектования для данного сопряжения.

Так как каждая селективная группа поля допуска вала имеет несколько связей с селективными группами поля допуска втулки, то сборочные комплекты можно получить на нескольких допустимых путях комплектования, проходящих через одну селективную группу поля допуска вала. Существует несколько вариантов получения сборочных комплектов для селективной группы поля допуска вала.

Обозначим через p_q, $q = \overline{1,\ N}$, относительное количество сборочных комплектов, выбранных на s_q-м допустимом пути комплектования. Если общее количество сборочных комплектов для метода групповой взаимозаменяемости находится простым суммированием комплектов для одноименных групп, то общее количество сборочных комплектов для метода межгрупповой взаимозаменяемости находят решением оптимизационной задачи.

Задачу получения сборочных комплектов назовем задачей комплектования. Она будет непрерывной, если $\delta = 0$, и дискретной, если $\delta \neq 0$. Решением задачи комплектования будет определение максимальной собираемости изделий p или максимального количества сборочных комплектов, полученных при комплектовании деталей.

Непрерывную задачу комплектования для селективной сборки изделий типа "вал–втулка" представим как задачу Монжа–Канторовича с индикаторной функцией стоимости.

Дано:

– функции плотностей распределения $f_i(x_i)$ случайных величин ξ_i с носителем, принадлежащим множеству X_i, $X_i = [-1,\ +1]$, $i = \overline{1,\ 2}$;

– множества: $\overline{X}$, $\overline{X} \subset X$, $X = X_1 \times X_2$;

найти:

– двухмерную функцию плотности распределения $f(x_1,\ x_2)$ случайной величины $\xi = (\xi_1, \xi_2)$ с носителем, принадлежащим множеству X с маргинальными распределениями $f_1(x_1)$ и $f_2(x_2)$, т.е.

$$f_1(x_1,\ 1) = f_1(x_1),$$

$$f_2(1,\ x_2) = f_2(x_2),$$

для которой

$$\int_{\bar{X}} c(x_1,\ x_2) f(x_1,\ x_2)dx \to \max,$$

где

$$c(x_1,\ x_2) = \begin{cases} 1, & (x_1,\ x_2) \in \bar{x} \\ 0, & (x_1,\ x_2) \notin \bar{x} \end{cases}$$ – индикаторная

функция стоимости.

Обозначения:

$f_i(x_i)$ – функция плотности распределения сопрягаемого параметра x_i как случайной величины ξ_i, $i = \overline{1,\ 2}$;

$\bar{X}$ – множество, определяемое полем допуска параметра сопряжения R;

$f(x_1,\ x_2)$ – функция плотности распределения, определяющая параметр сопряжения R.

Максимальное значение собираемости p изделий

$$p = \int_{\bar{X}} c(x_1,\ x_2) f(x_1,\ x_2)dx. \qquad (1)$$

Дискретная задача комплектования при селективной сборке изделий типа "вал–втулка" может быть представлена как задача линейного программирования: среди неотрицательных p_q, $q = \overline{1,\ N}$, удовлетворяющих условию

$$\sum_{s_q \in S_{ij_i}} p_q \le p_{ij_i},\ i = 1,2,\ j_i = \overline{1,\ M},$$

определить такие, на которых достигается максимум линейной формы

$$\sum_{s_q \in S} p_q \to \max,$$

где S – множество допустимых путей комплектования;

S_{ij_i} – множество допустимых путей комплектования, проходящих через j_i-й селективный интервал i-й детали;

p_{ij_i} – относительное количество i-х деталей в j_i-й селективной группе:

$$p_{ij_i} = \int_{x_{ij_i}}^{x_{ij_i+1}} f_i(x_i)dx.$$

Обозначим через $(\bar{s}_q,\ \bar{p}_q)$ совокупность допустимых путей комплектования и количество полученных с их помощью сборочных комплектов, определяющую решение задачи комплектования как задачи линейного программирования. Тогда максимальное количество сборочных комплектов

$$p = \sum_{s_q \in \bar{S}} \bar{p}_q, \qquad (2)$$

где $\bar{S}$ – множество допустимых путей комплектования, определяющих решение задачи комплектования как задачи линейного программирования.

Задача комплектования может быть представлена так же как транспортная – определение максимального потока в сети и на допустимых путях комплектования.

На рис. 2 представлена транспортная сеть комплектования, представляющая собой ориентированный двудольный граф с раздвоенными вершинами, где s и t – исток и сток сети; $\bar{x}_{1j_1}, \bar{\bar{x}}_{1j_2}, \bar{x}_{2j_2}, \bar{\bar{x}}_{2j_2}$ – вершины графа, $j_1 = \overline{1,\ M}$, $j_2 = \overline{1,\ M}$.

Пусть

$$\rho(s,\ \bar{x}_{1j_1}) = \infty,$$
$$\rho(\bar{x}_{1j_1},\ \bar{\bar{x}}_{1j_1}) = p_{1j_1},$$
$$\rho(\bar{\bar{x}}_{1j_1},\ \bar{x}_{2j_2}) = \infty,$$
$$\rho(\bar{x}_{2j_2},\ \bar{\bar{x}}_{2j_2}) = p_{2j_2},$$
$$\rho(\bar{\bar{x}}_{2j_2},\ t) = \infty$$

– пропускные способности ребер;

$s_q = (s,\ \bar{x}_{1j_1},\ \bar{\bar{x}}_{1j_1},\ \bar{x}_{2j_2},\ \bar{\bar{x}}_{2j_2},\ t)$ – путь транспортной сети (допустимый путь транспортной сети комплектования).

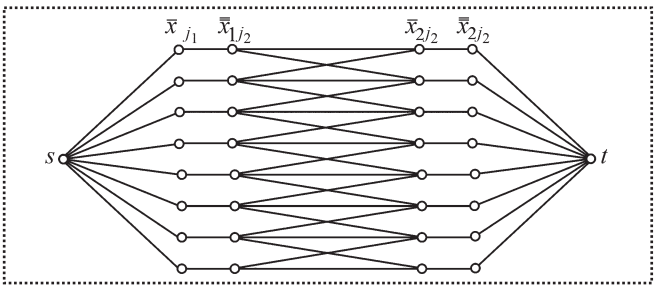


Рис. 2. Транспортная сеть комплектования

Собираемость изделий типа "вал–втулка"

Длина селективного интервала поля допуска на сопрягаемые параметры	Допуск на параметр сопряжения ΔR							
	0,01	0,02	0,04	0,1	0,2	0,4	1,0	2,0
0,001	0,6286	0,6336	0,6436	0,6736	0,7236	0,8236	1,0000	1,0000
0,002	0,6266	0,6326	0,6426	0,6726	0,7226	0,8226	1,0000	1,0000
0,005	0,6246	0,6296	0,6396	0,6696	0,7196	0,8196	1,0000	1,0000
0,01		0,6246	0,6346	0,6646	0,7146	0,8146	1,0000	1,0000
0,02			0,6246	0,6446	0,7046	0,8046	1,0000	1,0000
0,05				0,6246	0,6748	0,7748	1,0000	1,0000
0,1					0,6246	0,7281	1,0000	1,0000
0,2						0,6246	0,8281	1,0000
0,5							0,6246	1,0000
1,0								1,0000

Тогда задача комплектования может быть представлена следующим образом: найти максимальный поток в транспортной сети комплектования

$$\sum_{s_q \in S} p_q \to \max$$

при условии, что

$$\sum_{s_q \in \bar{S}_{ij_i}} p_q \le p_{ij_i}, \; i = 1,2, \; j_i = \overline{1, \; M},$$

где $\bar{S}_{ij_i}$ – множество допустимых путей комплектования, проходящих через вершину $\bar{x}_{ij_i}$ транспортной сети комплектования.

Максимальное количество сборочных комплектов при решении транспортной задачи комплектования определяется аналогично решению задачи линейного программирования, (2), рассмотренному выше.

Для решения задачи комплектования как определения максимального потока в транспортной сети комплектования воспользуемся методом Форда–Фолкерсона.

В таблице представлены результаты математического моделирования собираемости изделий типа "вал–втулка". Случайная величина ξ_1, определяющая сопрягаемый параметр x_1 вала, на отрезке [–1, +1] нормально распределена: $\xi_1 = N(0, \sigma^2)$, где $6\sigma = 2$. Случайная величина ξ_2, определяющая сопрягаемый параметр x_2 втулки, равномерно распределена на отрезке [–1, +1].

Затемненные ячейки в таблице показывают собираемость изделий типа "вал–втулка" при селективной сборке по методу групповой взаимозаменяемости. Видно, что даже для случайных величин, сильно отличающихся друг от друга, метод межгрупповой взаимозаменяемости существенно увеличивает собираемость изделий по сравнению с методом групповой взаимозаменяемости.

Расчеты показывают, что для данного модельного примера первый метод обеспечивает полную собираемость изделий при $\Delta R = 0{,}76$, $\delta = 0{,}001$, метод полной взаимозаменяемости – при $\Delta R = 4{,}0$.

Таким образом, по сравнению с методом полной взаимозаменяемости метод межгрупповой взаимозаменяемости при выбранных законах распределения сопрягаемых параметров позволяет увеличить точность сопряжений более чем в 5 раз. Он может быть применен для селективной сборки изделий как в массовом и крупносерийном производстве, так и для небольших партий, обеспечивая полную собираемость изделий.

Библиографический список

1. **Бонч-Осмоловский М.А.** Селективная сборка. М.: Машиностроение, 1974. 142 с.

2. **Сорокин М.Н.** Задача комплектования при сборке изделий типа "вал–втулка". Прогрессивная технология приборостроения: Межвузовский сборник научных трудов. М.: ВЗМИ, 1980. С. 157–163.

УДК 621.753.3

Б.М. Изнаиров, *канд. техн. наук, доцент,* **А.Н. Васин,** *д-р техн. наук, проф.,*
О.Б. Изнаиров *(Саратовский государственный технический университет)*
E-mail:vasin@sstu.ru

Вероятностный анализ конструктивных параметров шариковой винтовой передачи, получаемых в результате сборки

Предложен вариант математической модели формирования погрешностей шариковой винтовой передачи в результате выполнения операции ее сборки. Полученная математическая модель позволяет выполнить расчет зазоров между отдельными рабочими звеньями передачи и рабочих контактных напряжений в произвольном звене с целью дальнейшего анализа путей повышения ее грузоподъемности.

The variant of mathematical model of formation of errors of ball-screw gear as a result of operation of its assemblage is offered. The recerved mathematical model allows to execute calculation of sizes of backlashes between separate links and sizes of contact pressure in any link for the further analysis of its load-carrying capacity.

Ключевые слова: вероятность, анализ, погрешность, распределение, зазор, расчет, контакт, напряжение, сборка, винт, передача.

Keywords: probability, the analisis, error, distribution, backlash, calculation, contact, effort, assemblage, the screw, gear.

Шариковые винтовые передачи (ШВП) относятся к наиболее сложным и прогрессивным механизмам, позволяющим совершенствовать конструкции машин в самых различных отраслях техники. Цель данной работы – установление основных закономерностей формирования конструктивных параметров ШВП в результате ее сборки, что позволит направленно влиять на эксплуатационные параметры. Принципиальная схема работы ШВП показана на рисунке.

В основу исследований механизма взаимодействия деталей ШВП положены следующие допущения:

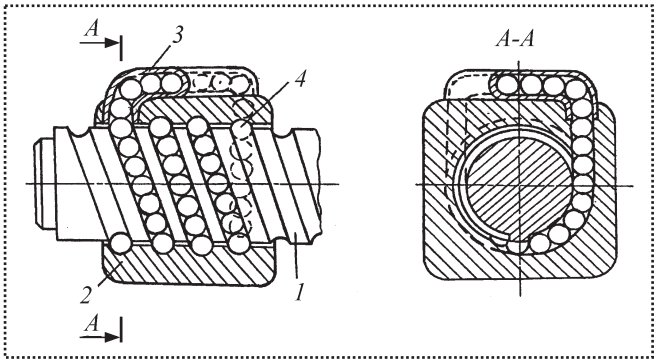
– разноразмерность шариков соизмерима с погрешностями изготовления винта и гайки;

– погрешности формы шариков малы, поэтому их форму можно считать идеально сферической;

– шероховатость рабочих поверхностей деталей ШВП достаточно низка, чтобы можно было пренебречь ее влиянием на фактическую площадь их контура и упругую деформацию поверхностей.

Предположим, что оси винта и гайки совпадают. Если за начало системы координат взять первый виток гайки, то с учетом погрешностей шага винта и гайки можно записать текущие координаты их винтовых линий по средним диаметрам:

$$Z_{в} = \frac{\varphi + \psi_{в}}{2\pi}(S_{в} \pm e_{в}) + \xi_{в}(\varphi + \psi_{в}) + f_{в}(\rho);$$



Принципиальная схема шариковой винтовой передачи:
1 – винт; *2* – гайка; *3* – перепускная трубка; *4* – шарики

$$Z_г = \frac{\varphi + \psi_г + \varphi_0}{2\pi}(S_г \pm e_г) + \\ + \xi_г(\varphi + \psi_г + \varphi_0) + f_г(\rho),$$

где $\psi_в$, $\psi_г$ – полярный угол расположения точек контакта витков винта и гайки;

φ_0 – полярный угол расположения первого витка гайки;

$S_в$, $S_г$ – шаг винтовых линий винта и гайки;

$e_в$, $e_г$ – систематические погрешности шага винта и гайки, равные разности действительного и номинального шага;

$\xi_в$, $\xi_г$ – случайные погрешности шага винта и гайки;

$f_в(\rho)$ и $f_г(\rho)$ – функции линий профиля их резьбы;

ρ – полярный радиус.

Разность этих уравнений дает величину осевого зазора в произвольном звене:

$$h_\varphi = \frac{\varphi + \psi_г + \varphi_0}{2\pi}(S_г \pm e_г) - \\ - \frac{\varphi + \psi_в}{2\pi}(S_в \pm e_в) - d_ш \sin\alpha + \\ + \xi_г(\varphi + \psi) + \xi_в(\varphi + \psi) + \xi_ш(\varphi + \psi) + (r_в + r_г)\sin\alpha,$$

где $d_ш$ – средний диаметр шариков;

α – угол контакта шарика с винтом и гайкой;

$\xi_ш$ – случайная погрешность размера шарика;

$r_в$, $r_г$ – радиусы окружности, на которой расположены точки контакта шарика с винтом и гайкой.

Необходимо прежде всего определить среднюю величину зазора в каждой контактной группе при равновероятном изменении величин ψ и φ в пределах 2π. В таком случае для произвольного ν-го звена ($\nu \in 1...k$):

$$h_{0\nu} = (\nu - 1)(S_г - S_в + e_г - e_в) + (\xi_г - \xi_в) + h_\nu, \quad (1)$$

где ν – порядковый номер витка гайки (при их общем числе, равном k);

h_ν – зазор в первом звене ($\nu = 1$).

В выражении (1) систематические и случайные погрешности шага винта и гайки принимают с разным знаком, если они одновременно увеличивают или уменьшают значение соответствующего шага, и с одинаковым, если одна из них увеличивает, а другая уменьшает это значение.

Если гайка содержит $n_г$ витков, а в рабочей зоне находится одновременно k шариков, то можно избавиться от угловых размеров и перейти к порядковым номерам шариков. В таком случае шагом звеньев соединения является шаг расположения шариков вдоль оси OZ:

$$S_1 = \frac{S_в}{k} n_г; \\ S_2 = \frac{S_г}{k} n_г. \quad (2)$$

Накопленная погрешность шага витков, приходящаяся на один шаг расположения шариков:

$$e_1 = \frac{e_в}{k} n_г; \\ e_2 = \frac{e_г}{k} n_г. \quad (3)$$

Учитывая равенства (1)–(3), а также то, что шагом звеньев является шаг расположения шариков, получим выражение для определения координаты точки дорожки качения гайки, контактирующей с i-м шариком:

$$x_{гi} = (\nu - 1)\frac{n_г}{k}(S_г \pm e_г) + x_0 + r_г + \sin\alpha + \xi_г, \quad (4)$$

где x_0 – координата начала расположения витков гайки.

Аналогично найдем соответствующую координату точки дорожки качения винта:

$$x_{вi} = (\nu - 1)\frac{n_г}{k}(S_в \pm e_в) + r_в \sin\alpha + \xi_в. \quad (5)$$

Взяв разность равенств (4) и (5), после преобразований найдем зазор между звеньями:

Таблица 1

Относительный зазор h_i/σ в i-й контактной группе

2 витка								
k/m	5	10	15	20	25	30	40	50
10	0,821	1,428						
20		0,818		1,382				
30			0,819			1,392		
40				0,821			1,412	
50					0,820			1,400

4 витка										
k/m	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60
20	0,58	0,98	1,36	1,88						
40		0,58		0,99		1,37		1,91		
60			0,59			1,01				1,93
80				0,59				1,02		1,39
100					0,60				1,02	

σ – среднестатистическое отклонение величины зазора.

$$h_\nu = (\nu - 1)\frac{n_г}{k}(S_г - S_в + e_2 - e_1) + \\ + \xi + h_1 + (r_в + r_г - d_ш)\sin\alpha, \quad (6)$$

где ξ – случайная составляющая погрешности сборки:

$$\xi = \xi_г(\varphi + \psi_г) + \xi_в(\varphi + \psi_в) + \xi_ш.$$

С использованием зависимости (6) можно рассчитать относительный осевой зазор в винтовой передаче при различных числах витков гайки (табл. 1).

Известно, что контактные деформации зависят от действующих на область контакта сил:

$$\alpha_i = \alpha(Q_i),$$

где α_i – упругая контактная информация рабочих поверхностей i-й пары рабочих элементов;

Q_i – часть внешней силы, приходящаяся на i-ю пару витков.

Очевидно также, что полная величина внешней силы, действующей на винтовую передачу

$$Q = \sum_{i=1}^{m} Q_i,$$

где m – количество пар витков, находящихся в контакте в данный момент.

Деформация в i-й паре витков

$$\alpha_i = \alpha_1 - h_i, \quad (7)$$

где α_1 – упругая контактная деформация в первой паре витков;

h_i – начальный зазор в i-й паре контактирующих витков.

Это выражение справедливо при отсутствии начального зазора в первой контактирующей паре витков.

Выразив Q_i через α_i, с учетом (7) получим

$$Q_i = Q_1(\alpha_i),$$

$$Q_i = Q_1(\alpha_1 - h_i); \quad (8)$$

$$Q = \sum_{i=1}^{m} Q_i(\alpha_1 - h_i). \quad (9)$$

Известно, что упругая деформация тел под действием силы Q_i определяется выражением

$$\alpha_i = CQ_i \frac{n}{n+1},$$

где C – коэффициент, зависящий от свойств материала;

n – показатель формы контактирующих поверхностей.

Имея в виду, что упругая деформация в первой контактной паре витков начинается при отсутствии в ней зазора, можем записать:

$$Q = Q_1 \sum_{i=1}^{m} \left(1 - \frac{h_i}{\alpha_1}\right)^{\frac{n+1}{n}}.$$

Поскольку суммарная деформация передачи равна деформации первого звена, подставляя равенство (9) в выражение (8), найдем

$$Q = Q_1 \sum_{i=1}^{m} \left(1 - \frac{h_i - h_1}{h_m - h_1}\right)^{\frac{n+1}{n}}. \quad (10)$$

Обозначим

$$U_Q = \sum_{i=1}^{m} \left(1 - \frac{h_i - h_1}{h_m - h_1}\right)^{\frac{n=1}{n}},$$

тогда выражение (10) примет вид:

$$Q = Q_1 U_Q.$$

Данные табл. 2 показывают, что с увеличением числа контактирующих пар витков коэффициент U_Q увеличивается, а это означает,

Таблица 2

Значение коэффициента U_Q

2 витка									
k/m	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4	1,000	1,335	1,832						
5	1,000	1,310	1,718	2,290					
6	1,000	1,300	1,666	2,120	2,760				
7	1,000	1,280	1,630	1,040	2,540	3,250			
8	1,000	1,282	1,617	1,994	2,433	2,977	3,745		
9	1,000	1,277	1,600	1,955	2,354	2,827	3,416	4,250	
10	1,000	1,272	1,588	1,927	2,721	2,930	3,235	3,874	4,770
4 витка									
k/m	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4	1,000	1,402	1,953						
5	1,000	1,376	1,839	2,464					
6	1,000	1,362	1,788	2,297	2,987				
7	1,000	1,355	1,758	2,216	2,769	3,522			
8	1,000	1,348	1,738	2,165	2,657	3,252	4,069		
9	1,000	1,343	1,720	2,126	2,576	3,101	3,742	4,624	
10	1,000	1,338	1,708	2,097	2,516	2,933	3,561	4,253	5,195

Таблица 3

Значение коэффициента U_S перед началом контакта *m*-й пары витков

2 витка									
k/m	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4	1,000	1,482	2,096						
5	1,000	1,458	1,987	2,669					
6	1,000	1,444	1,937	2,508	3,252				
7	1,000	1,436	1,907	2,429	3,042	3,848			
8	1,000	1,430	1,887	2,379	2,933	3,587	4,454		
9	1,000	1,424	1,870	2,340	2,852	3,440	4,139	5,068	
10	1,000	1,420	1,858	2,311	2,793	3,333	3,962	4,711	5,697
4 витка									
k/m	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4	1,000	1,694	2,467						
5	1,000	1,676	2,388	3,209					
6	1,000	1,666	2,350	3,090	3,956				
7	1,000	1,661	2,327	3,028	3,798	4,711			
8	1,000	1,656	2,312	2,988	3,713	4,514	5,473		
9	1,000	1,652	2,298	2,957	3,649	4,400	5,237	6,242	
10	1,000	16,48	2,288	2,934	3,600	4,315	5,101	5,976	7,021

что на первую пару контактирующих витков приходится все меньшая часть внешней нагрузки.

Аналогично можно записать

$$S = S_1 U_S,$$

где

$$U_S = \sum_{i=1}^{m} \left(1 - \frac{h_i - h_1}{h_m - h_1}\right)^{\frac{2}{n}};$$

S_1 – площадь контакта в первой паре витков.

Структура коэффициента U_S (табл. 3) аналогична структуре коэффициента U_Q.

При известных силах, действующих в контакте, и площади пятна контакта можно определить контактные напряжения.

Таким образом, получена математическая модель шариковой винтовой передачи в сборе, позволяющая определить величины зазоров (натягов) между парами витков резьбы винта и гайки и основные параметры их контакта.

Библиографический список

1. **Изнаиров Б.М., Васин А.Н., Изнаиров О.Б.** Обеспечение рациональных геометрических параметров многозвенных соединений и резервирование их элементов. Саратов: Сарат. техн. ун-т, 2008. 200 с.

УДК 621.757

Леонов В.Н., *канд. техн. наук,* **Березин С.Я.,** *д-р техн. наук*
(Читинский государственный университет)
E-mail: kurlzer@yandex.ru

Систематизация способов фрикционного стопорения соединений с крепежно-резьбообразующими деталями*

Представлен классификатор способов фрикционного стопорения крепежно-резьбообразующих деталей, созданный на основе морфологического анализа элементов резьбового профиля, типов контуров силового замыкания и параметров смещения профилеобразующего участка резьбы.

The paper presents a classifier methods of fixation screws, which was established on the basis of morphological analysis of the elements of the screw profile, the types of friction units and the displacement parameters of the screw.

Ключевые слова: фрикционное стопорение, систематизация, классификация.

Keywords: frictional latching, ordering, classification.

Надежность машин и механизмов во многом зависит от прочности и устойчивости резьбовых соединений, в связи с чем требования к ним по мере усовершенствования машин постоянно ужесточаются. Одним из перспективных направлений в этой области является применение сборочно-резьбообразующих технологий, которые позволяют не только значительно снизить затраты за счет устранения предварительной обработки резьбы в отверстиях, но и улучшить показатели стопорения.

Интенсивный рост номенклатуры крепежно-резьбообразующих деталей (КРД) и постоянное расширение методов их монтажа вызывают необходимость систематизации и классификации способов стопорения.

Образование резьбы в процессе постановки КРД в гнездо корпуса сопровождается последеформационной усадкой внутреннего резьбового профиля. Она приводит к плотной фиксации винта или шпильки в отверстии корпуса. Возможности стопорения соединений с КРД этим не ограничиваются. Создание контуров силового замыкания на резьбу можно реализовать по различным схемам. Их систематизацию предлагается проводить на основе морфологического анализа следующих признаков: параметров резьбового профиля КРД – типов контуров силового замыкания, направлений и параметров смещения профилеобразующего участка относительно последующих за ним.

Резьбовой стержень КРД L_p делится по длине на три участка: профилеобразующий L_1, направляющий L_2, участок затяжки L_3. Они могут разделяться гладкой частью L_y, при этом происходит смещение шага резьбы ΔP_y.

Контуры силового замыкания можно создать в осевом и радиальном направлениях двумя способами: затяжкой КРД в гнезде и искажением конфигурации профиля участков L_1 и L_2 относительно L_3. Радиальный натяг создается превышением наружного диаметра резьбы Δd без изменения других параметров в пределах упругой деформации материала (20...60 мкм) [1]. Применяется также превышение внутреннего диаметра Δd_1 над внутренним диаметром резьбы в корпусе d_{1k}. Наиболее распространен случай превышения среднего диаметра Δd_2. Осевой натяг создается смещениями шага ΔP, фронтального $\frac{\Delta\alpha_1}{2}$ и тыльного $\frac{\Delta\alpha_2}{2}$ углов профиля.

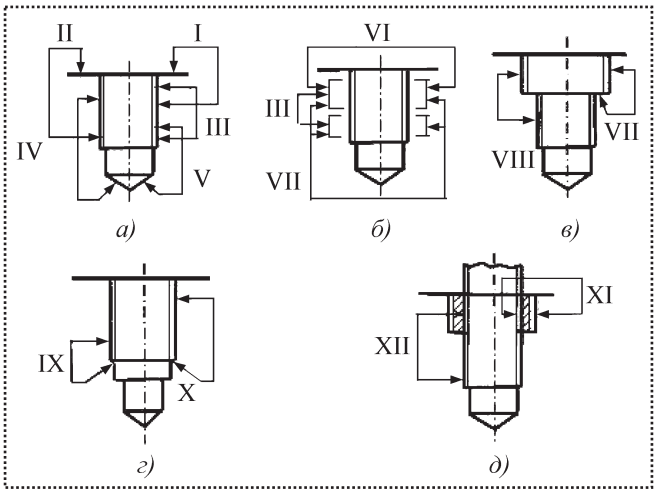
* Материалы научно-технического семинара "Прогрессивные технологии и оборудование механосборочного производства". М.: МАМИ, 3 декабря 2009 г.

Не исключается возможность комбинированных схем создания радиально-осевого натяга, например, схема $\Delta d_2 \pm \Delta P$ приводит к возникновению и радиального, и осевого натяга. При этом последний может вызывать появление как сжимающих, так и растягивающих осевых напряжений в резьбе корпуса (в зависимости от знака искажения шага).

Совокупность контуров силового замыкания установлена на основе морфологии элементов резьбового гнезда и связанных с ним резьбовых элементов:

1) привалочной плоскости корпуса;
2) дна отверстия гнезда;
3) начальных витков резьбы у привалочной плоскости;
4) конечных витков нарезки;
5) резьбы в области различных участков нарезки;
6) ступеньки гладкого отверстия;
7) резьбовой ступеньки отверстия L_p;
8) резьбы крепежной детали в области резьбовой ступеньки.

Между указанными элементами могут возникать показанные на рисунке контуры силового замыкания.



Тип контуров силового замыкания в зонах:
а – резьба – привалочная плоскость – дно;
б – резьбы различных участков;
в – ступенчатого резьбового отверстия;
г – резьба – гладкая ступенька отверстия;
д – резьбовой вставки

симметрична относительно диагонали, поэтому заполнена только верхняя ее часть. Она представляет собой морфологическую совокупность элементов и возникающих между ними силовых контуров:

$K_j =$		1	2	3	4	5	6	7	8
	1	–	–	I	II	I; II	–	III	I
	2		–	IV	V	III; V	–	–	–
	3			VI	III; VII	III; VII	X	–	–
	4				VII	VII; III	XI	VIII	XII
	5					III; VII	IX; X	–	–
	6						–	–	–
	7							–	–
	8								–

Представленная структура устанавливает 12 видов различных контуров. Появление того или иного из них можно проследить на основе матрицы смежности, в которой по строкам и столбцам приведены восемь указанных элементов гнезда и крепежных деталей. Матрица

На следующем шаге морфологического анализа устанавливали связь между контурами и параметрами смещений резьбовых профилей. В табл. 2 указаны направления смещений параметров резьбового профиля, приводящие к образованию необходимого контура. Знак "+" означает превышение параметра над уров-

Таблица 2

Образование контуров направлениями смещений и затяжкой

Параметры смещения Π_i	Контуры K_j											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Δd						+	+				+	
Δd_1						+	+				+	
Δd_2		–			–	+	+		–		+	
ΔP			±							+		–
$\Delta\alpha_1/2$		+	–									±
$\Delta\alpha_2/2$			–	–	+				+	–		±
L_p	Зт	Зт		Зт	Зт				Зт	Зт		
ΔP_y			±					±			±	±

нем деформирующей части, а "–" – занижение. Некоторые контуры образуются без смещений, например, I, IX, X могут быть сформированы обычной затяжкой (Зт), в частности для соединений с готовой резьбой в гнезде. Контуры III, VIII, XI, XII могут быть образованы простым смещением нарезки на $\pm\Delta P_y$.

На основании матрицы и табл. 2 можно рассчитать общее число вариантов фрикционного стопорения для соединений с крепежно-резьбообразующими деталями. Расчет представлен табл. 3.

В соответствии с табл. 2 теоретически можно реализовать все типы смещений. Однако на практике получить некоторые из них достаточно сложно, например, создать накаткой смещение Δd без искажения среднего диаметра резьбы. Также сложно не столько организовать получение смещения внутреннего диаметра Δd_1, сколько получить результат от этого, что связано с вероятностным характером образуемого внутреннего диаметра резьбы d_1 в корпусе. Поэтому гарантировать радиальный натяг по внутреннему диаметру практически невозможно [2], вследствие чего из табл. 3 удалены смещения Δd и Δd_1 в последнем столбце.

Нереализуемы также и все виды указанных силовых контуров. В некоторых нет практической необходимости, другие трудно реализовать. Поэтому в табл. 3 оставлены только кон-

Таблица 3

Расчет реализуемых вариантов

Номер силового контура	Число случаев образования контура по матрице	Число параметров смещений для образования контура по табл. 2	Общее число вариантов	Практически реализуемые варианты
I	3	–	–	–
II	2	2	4	4
III	6	3	18	18
IV	1	1	1	–
V	2	2	4	–
VI	1	3	3	1
VII	5	3	15	5
VIII	1	1	1	–
IX	1	2	2	–
X	2	2	4	4
XI	2	4	8	–
XII	1	4	4	–
Общее количество	27	27	64	32

туры II, III, VI , VII, X. При этом работа контура X есть инверсия работы контура II. Эти контуры отражают наиболее распространенные схемы образования радиальных и осевых натягов. Таким образом, из 64 теоретически возможных вариантов реально реализуемы и имеют наибольшее практическое применение только 32.

На основе представленного морфологического анализа разработан классификатор способов фрикционной фиксации КРД, основанный на следующих показателях:

– D_n – тип КРД;

– O_m – тип отверстия;

– $П_i$ – параметр смещения или затяжки;

– K_j – тип силового контура;

– $Н_k$ – тип получаемого натяга (осевой, радиальный, растягивающий, сжимающий и т.д.).

Общее число реализуемых вариантов входит в состав множества

$$B_w = П_i \bigcap K_j.$$

Тип получаемого натяга $Н_k$ является следствием образования пересечения, а множества D_n и O_m обладают свойством информационного дополнения.

Выводы

На основе представленного классификатора создана база данных, используемая в компьютерной программе "Моделирование резьбовых соединений", имитирующей работу машин в реальных условиях и позволяющей моделировать на стадии проектирования и технологической подготовки производства стопорящие свойства резьбовых соединений, испытывающих различные нагрузки.

Таким образом, определение эффективных схем силового замыкания КРД позволяет найти область безопасных эксплутационных режимов по параметрам стопорения, что повышает надежность работы резьбовых соединений в машинах и механизмах в условиях действия статических и динамических нагрузок.

Библиографический список

1. **Семичевский Г.А., Березин С.Я.** Технология сборки гладкорезьбовых соединений. Монография. Чита: Изд-во ЗабГПУ, 1998. 100 с.

2. **Березин С.Я., Чумаков Р.Е., Леонов В.Н.** Научные основы технологии сборочно-резьбообразующих процессов. Монография. Чита: Изд-во ЗабГПУ, 2005. 214 с.

УДК 621.43.001.573

А.А. Новиков, *инженер,* **А.А. Гафиятуллин, Е.В. Зубков, А.А. Макушин,** *канд-ты техн. наук*
(Камская государственная инженерно-экономическая академия)
E-mail: alma9497@mail.ru

Имитационное моделирование испытания дизеля с системой подачи топлива Common Rail

Предложена математическая модель дизеля с топливной системой Common Rail. На основе имитационного моделирования испытания доказана справедливость предложенной модели.

The diesels with fuel system Common Rail were considered. There is a simulator for such engines. Based on the simulation of testing process accuracy of this simulator is proved.

Ключевые слова: имитационное моделирование, математическая модель, дизель, испытания, Common Rail.

Keywords: simulation, simulator, diesel, testing, Common Rail.

В автомобиле- и двигателестроении испытания являются завершающим этапом в технологическом процессе производства и сборки автомобилей, двигателей, агрегатов и их узлов. Во многих случаях испытательные стенды являются частью оборудования сборочной линии. Собранные автомобиль, двигатель, агрегат или узел признаются годными только после испытаний на соответствие техническим условиям.

Исходя из высоких требований к качеству, безопасности и экологичности автомобиля и его двигателя, испытательное оборудование должно обеспечивать объективную проверку заданных параметров, высокую производительность и снижение ручного труда на установочных операциях. Двигатели подвергают 100%-ной проверке, с тем чтобы гарантировать качество каждого из них. Большинство испытательных стендов автоматизировано и участие оператора сводится к подключению шлангов, кабелей, пуску стенда и визуальному контролю за показанием приборов.

Ранее в топливных системах дизелей использовали топливные насосы высокого давления (ТНВД) реечного типа. С принятием новых экологических стандартов на смену им пришла система подачи топлива Common Rail.

В связи с высокой трудоемкостью испытаний двигателей на стендах для исследования целесообразно применять имитационное моделирование, использование которого для двигателей с системой подачи топлива Common Rail рассмотрено далее.

Математическая модель

В работе [1] приведена модель двигателя с автономным независимым газотурбинным наддувом, оснащенным ТНВД реечного типа, в окрестности установившегося (равновесного) состояния двигателя. Управление частотой вращения вала осуществляется за счет изменения количества топлива, впрыскиваемого в цилиндры за один цикл. Перемещение рейки топливного насоса позволяет регулировать подачу топлива в цилиндры. В работах [2–4] рассмотрены вопросы моделирования испытаний двигателей такого типа.

В системе Common Rail ТНВД создает постоянное давление во всей топливной магистрали и подача топлива регулируется длительностью впрыска (временем открытия форсунки инжектора). В связи с этим можно предложить следующую математическую модель дизеля с турбонаддувом, оснащенного топливной системой Common Rail:

$$T_2^2 \frac{d^2 n(t)}{dt^2} + T_1 \frac{dn(t)}{dt} + T_0 n(t) =$$
$$= T_\theta \frac{d\theta(t)}{dt} + K_\theta \theta(t) - T_м \frac{dM_с(t)}{dt} - K_м M_с(t),$$

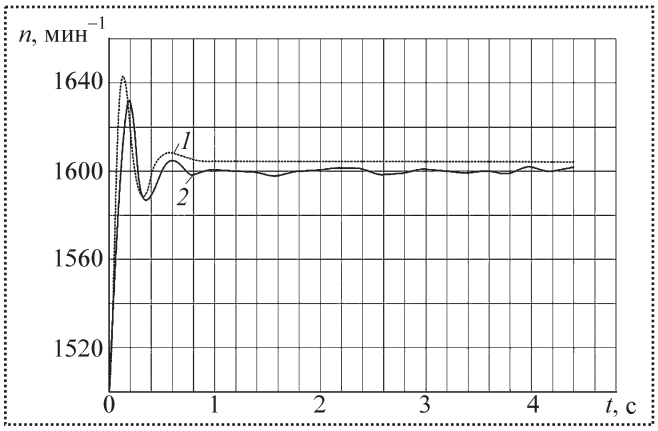


Рис. 1. Переходные характеристики:
1 – имитационная; *2* – экспериментальная

где $n(t)$ – относительное отклонение частоты вращения коленчатого вала;

$\theta(t)$ – длительность впрыска;

$M_c(t)$ – нагрузка;

t – время;

T_2, T_1, T_0, T_θ, K_θ, $T_м$, $K_м$ – постоянные коэффициенты, зависящие от конструктивных особенностей двигателя.

Для определения этих коэффициентов на испытательной станции завода "КамАЗ-Дизель" были проведены стендовые испытания двигателя мод. 740.64-420, оснащенного системой подачи топлива Common Rail. В результате испытаний определены частота вращения коленчатого вала, крутящий момент, часовой расход топлива, длительность впрыска при работе двигателя в стационарных и неустановившихся режимах.

На основе полученных данных построена переходная характеристика дизеля при изменении частоты вращения с 1 500 до 1 600 мин$^{-1}$ (кривая *2* на рис. 1), наиболее часто используемой в работе двигателя.

По переходной характеристике определены значения коэффициентов:

Коэффициент	T_2, с	T_1, с	T_0, с	T_θ, с	K_θ	$K_м$
Значение	0,1	0,315	1	0,32	8287,8	10,02

Испытания проводили при M_c = const, поэтому $\frac{dM_c(t)}{dt}=0$. Таким образом, уравнение приняло вид:

$$0{,}01\frac{d^2n(t)}{dt^2}+0{,}315\frac{dn(t)}{dt}+n(t)=$$
$$=0{,}32\frac{d\theta(t)}{dt}+8287{,}3\theta(t)-10{,}02M_c(t).$$

Структурная схема имитационной модели

Для проведения имитационного моделирования был выбран программный комплекс "ПК МВТУ 3.7", разработанный в МГТУ им. Баумана, – эффективный и мощный инструмент моделирования технических и физических динамических систем и устройств.

Представим дизель в виде структурной схемы (рис. 2), опираясь на конструктивные особенности основных составных элементов [5, 6]. Схема разработана на основе описанной выше математической модели. В качестве управляющих воздействий использованы длительность впрыска $\theta(t)$ и изменение нагрузки M_c (t). Далее следуют передаточные коэффициенты K_θ и $K_м$, задающие соответствующий начальный уровень испытаний, затем передаточная функция дизеля, определяющая его математическую модель.

Длительность впрыска и нагрузку можно задавать произвольно в зависимости от необходимого режима испытаний. Используем дан-

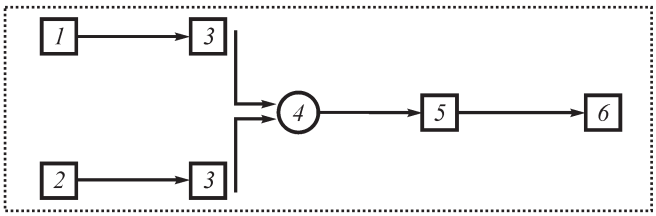


Рис. 2. Структурная схема дизеля:
1 – длительность впрыска;
2 – нагрузка;
3 – передаточные коэффициенты;
4 – сумматор;
5 – передаточная функция;
6 – переходная характеристика

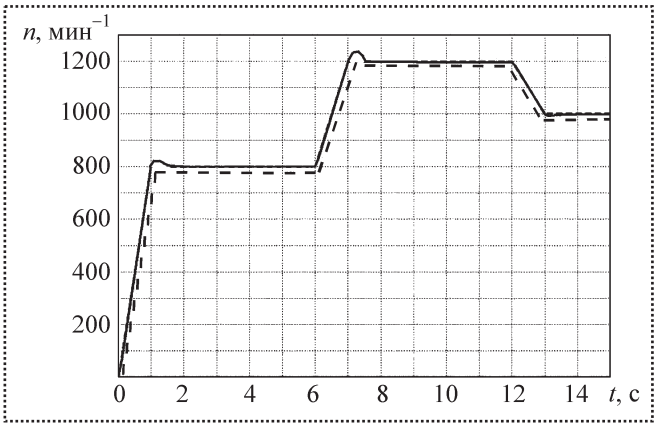


Рис. 3. Совмещенные заданная (штриховая линия) и имитационная характеристики

ные, полученные при испытании. Настраиваем передаточную функцию дизеля с турбонаддувом в соответствии с найденными значениями коэффициентов. Результатом построения имитационной модели дизеля является переходная характеристика.

Проверка адекватности полученной модели

Для проверки сравним экспериментальную характеристику с имитационной. На рис. 1 видно, что на участках, максимально удаленных друг от друга, погрешность моделирования по частоте вращения вала двигателя составляет менее 20 мин$^{-1}$ (относительная погрешность ≈ 1,66 %), по времени – менее 0,1 с.

Для окончательной проверки справедливости предложенной модели построим выходную характеристику, в которой управление дизелем осуществляется по определенной программе. На рис. 3 представлены наложенные друг на друга смоделированная и заданная характеристики. Они почти полностью совпали, что свидетельствует о точности построенной модели. На участках, максимально удаленных друг от друга, погрешность моделирования составляет не более 20 мин$^{-1}$ (относительная погрешность ≈ 2,5 %).

Выводы

Результаты имитационного моделирования подтвердили справедливость предложенной математической модели дизеля с топливной системой Common Rail, которая с максимальной погрешностью 2,5 % моделирует экспериментальную переходную характеристику относительно длительности впрыска (что соответствует 20 мин$^{-1}$) и позволяет проводить сравнение с работой объекта испытаний. Задав необходимые начальные параметры, можно исследовать различные режимы работы двигателя в реальном времени, а также анализировать влияние на нее других факторов.

Библиографический список

1. **Биктимиров Л.Р., Садыков И.Х., Хайруллин А.Х.** Математическое обеспечение автоматизированных систем исследований и испытаний двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1995. 256 с.

2. **Макушин А.А., Зубков Е.В., Илюхин А.Н.** Применение нечеткой логики для моделирования режимов испытаний двигателей внутреннего сгорания // Сборка в машиностроении и приборостроении. 2009, № 8. С. 39–44.

3. **Макушин А.А., Зубков Е.В., Бахвалова В.С., Илюхин А.Н.** Управление режимами ДВС с использованием математической модели // Тракторы и сельхозмашины. 2009. № 8. С. 21–23.

4. **Зубков Е.В., Макушин А.А., Бахвалова В.С.** Моделирование режимов работы ДВС с целью получения их переходных характеристик // Автомобильная промышленность. 2009, № 5. С. 37–39.

5. **Мирошник И.В.** Теория автоматического управления. Нелинейные и оптимальные системы. СПб.: Питер, 2006. 272 с.

6. **Острём К., Виттенмарк Б.** Системы управления с ЭВМ: Пер. с англ. М.: Мир, 1987. 480 с.

УДК 514.851

Л.А. Кашуба, *канд. техн. наук, доцент (МГТУ им. Н.Э. Баумана)*
E-mail: leonid-ak@mail.ru

Реальная геометрия детали

Геометрия номинальных элементов представлена в номинальной системе координат и в системе координат проекта. Поскольку реальная геометрия плоских элементов отличается от номинальной, представлен способ определения отклонений формы и расположения плоских реальных элементов от соответствующих номинальных параметров.

The geometry of nominal elements is presented in nominal system of coordinates and in system of coordinates of the project. The real geometry of flat elements differs from nominal geometry under the form and an arrangement. In article the way of definition of deviations of the form and an arrangement of flat real elements from the nominal form and an arrangement is presented.

Ключевые слова: номинальный элемент, реальный элемент, номинальная система координат, система координат системы измерения, отклонения и погрешности формы и расположения.

Keywords: nominal element, real element, nominal system of coordinates, system of coordinates of system of measurement, deviation and errors forms and arrangement.

Поскольку подавляющее большинство машин на ранних этапах проектирования, на которых формируется облик номинальной геометрии поверхностей изделия, представляют собой недеформируемые (жесткие) тела, работа посвящена проблеме точного описания реальной геометрии недеформируемых изделий и их сборке по сопрягаемым поверхностям. Для точного описания реальной геометрии недеформируемых изделий необходимо рассмотреть точное описание:

– реальной геометрии недеформируемой детали;

– геометрии сопряжения деталей по реальным сопрягаемым поверхностям, образующим сопряжения при сборке;

– реальной геометрии недеформируемой сборочной единицы, собранной по реальной геометрии сопрягаемых поверхностей.

Затем можно перейти к моделированию геометрии сборки с целью определения оптимальных допусков на выявленные входные геометрические параметры для обеспечения точности собранного изделия при наложенных ограничениях на выходные геометрические параметры. Прежде всего необходимо дать точное описание реальной геометрии недеформируемой детали – тела, ограниченного от окружающей среды поверхностями. Поверхности детали пересекаются или сопрягаются по ребрам или линиям сопряжения. В местах пересечения более чем двух поверхностей, а также двух линий сопряжений между ними образуются точки пересечения. Начнем с представления точной геометрии плоских элементов (поверхностей, линий, точек).

Реальная геометрия плоских элементов

Представление геометрии номинальных элементов

Координаты точек номинального плоского элемента* можно задать и определить с любой степенью точности в номинальной системе его координат, в которой уравнение каждого элемента поверхности имеет наиболее простые форму и изображение на плоскости или представление в пространстве.

Номинальная геометрия элемента (для всех ранее перечисленных) задается чертежом или другими техническими документами без учета допускаемых отклонений формы (неровно-

* Идеальный элемент, размеры и форма которого соответствуют заданным номинальным.

стей) и положения относительно номинальной системы координат элемента. В ней номинальные координаты точек абстрактных элементов (линий, поверхностей), представленных одним из описанных ранее способов, можно задать и определить с любой степенью точности. Все элементы на ранних этапах проектирования изделия имеют номинальную величину.

Исходной системой координат, используемой при проектировании объектов совокупностью линий, расположенных определенным образом на плоскости, должна быть двухмерная система координат проекта $O_0X_0Y_0$, в которой представляют номинальные системы координат элементов с их номинальной геометрией.

Положение номинальной системы координат элемента в системе координат проекта, определяющее номинальное расположение элемента в проектной конструкторской документации, может быть произвольным. В номинальной системе координат элемента последний задают номинальной геометрией с соответствующими размерами, формой и расположением. Основную массу прочностных, тепловых, аэрогидродинамических расчетов проводят по номинальной геометрии поверхностей, ограничивающих объемы тела деталей и сборочных единиц. На основании результатов этих расчетов формируется номинальная геометрия, расположенная в номинальной системе координат элемента.

На ранних этапах и стадиях проектирования геометрического облика изделий на плоских чертежах (2D) конструктор оперирует абстрактными образами – номинальными плоскими контурами (профилями) проекций сечений, имеющих различную номинальную геометрию. Например, уравнения контуров сечений в номинальной системе координат приведены на рис. 1 для круга (*а*), эллипса (*б*), параболы (*в*) и произвольной функции вида

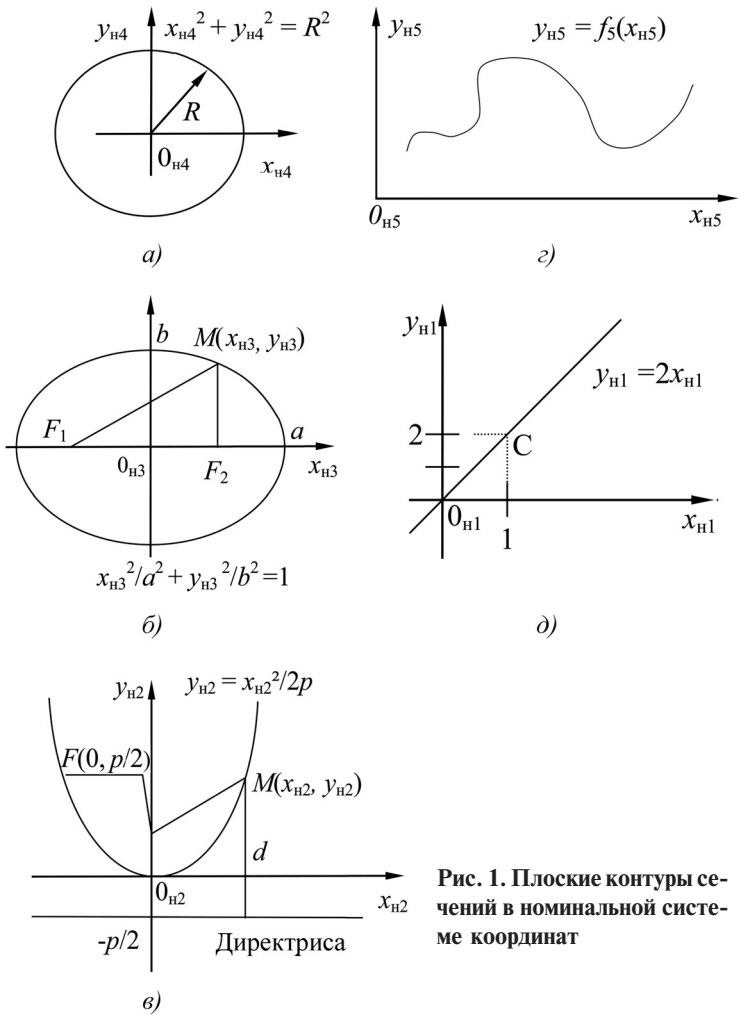


Рис. 1. Плоские контуры сечений в номинальной системе координат

$y = f(x)$ (*г*). Уравнение прямой, не имеющей кривизны, представлено на рис. 1, *д*.

Номинальную геометрию каждой проекции или профиля сечения можно представить совокупностью номинальных профилей, состоящих, например, из прямых линий, парабол, эллипсов, кругов и т.п., а также произвольных функций вида $y = f(x)$ в номинальной системе координат элементов, расположенных в системе координат проекта произвольным образом.

На рис. 2 заданы форма и положение номинальных профилей проекций в системе координат проекта $X_пO_пY_п$, уравнения которых представлены в выбранных номинальных системах координат $X_{н1}O_{н1}Y_{н1}$, $X_{н2}O_{н2}Y_{н2}$, $X_{н3}O_{н3}Y_{в3}$ и $X_{н4}O_{н4}Y_{в4}$. Каждый i-й профиль (здесь i – но-

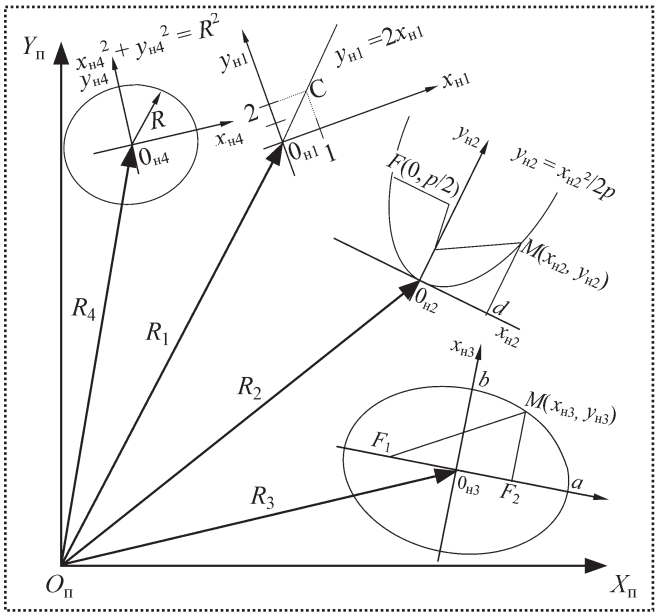


Рис. 2. Номинальные профили в системе координат проекта

мер профиля) в каждой из выбранных систем координат задается уравнением $F_{нi}(x_{нi}, y_{нi}) = 0$ или $y_{нi} = f(x_{нi})$ в каждой i-й номинальной системе координат. Такое представление номинальных профилей проекций и сечений в номинальной системе координат элемента снимает неопределенность понятий номинальной формы и номинальной величины любых контуров.

А как найти взаимное расположение номинальных элементов в системе координат проекта?

В ГОСТ 24642–81 номинальное расположение элементов определяется номинальными линейными и угловыми размерами между рассматриваемыми элементами или между ними и базами без указания системы координат. Способ определения взаимного расположения элементов и системы координат, в которых представлено положение элементов, не рассматривается.

Взаимное расположение номинальных элементов в системе координат проекта однозначно определено относительным расположением номинальных систем координат номинальной геометрии. Положение каждой номинальной системы координат элемента в системе координат проекта определяется вектором R_i положения начала номинальной системы координат элемента и матрицей A_i поворота направляющих косинусов ее осей.

Рассмотрим простую задачу для плоского (2D) случая с двумя дугами, каждая из которых задана в номинальной системе координат элемента и обе – в системе координат проекта (рис. 3). Дуга радиуса $R = 34{,}34$ задана в номинальной системе координат $X_1O_1Y_1$ первого элемента, радиуса $R = 33{,}81$ – соответственно $X_2O_2Y_2$ второго элемента и обе системы координат с элементами заданы в системе координат проекта $X_пO_пY_п$.

Координаты точек номинальных элементов, заданных в номинальных системах координат $X_iO_iY_i$ каждого элемента, могут быть легко пересчитаны в систему координат проекта $X_пO_пY_п$. По известным соотношениям линейной алгебры с помощью векторов R_i положения начал выбранных номинальных систем координат поверхностей и матриц A_i направляющих коэффициентов положения этих осей в исходной системе координат проекта $X_пO_пY_п$ определяют координаты всех точек номиналь-

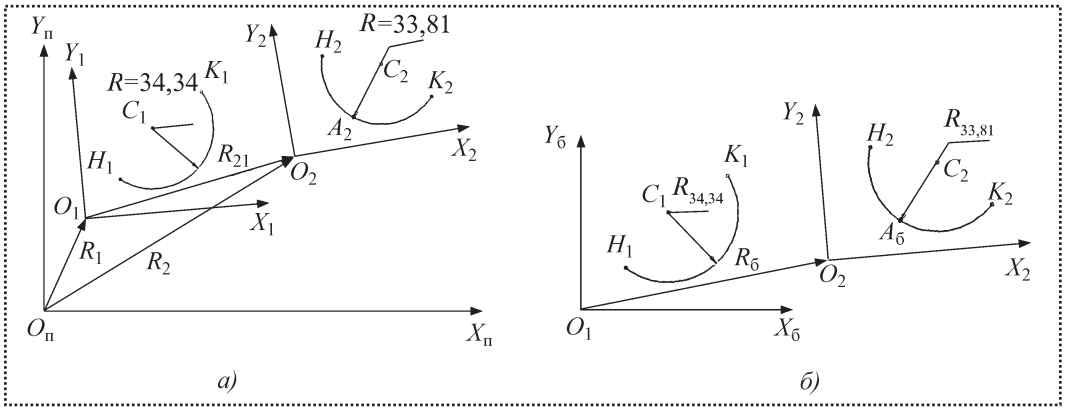


Рис. 3. Относительное расположение номинальной геометрии элемента: в системе координат проекта (*а*) и первого элемента (*б*)

ных элементов. По этим же соотношениям, если известны положения систем координат элементов, задаваемые соответственно векторами R_1 и R_2, а также матрицами поворота A_1 и A_2, то координаты точек H_1, H_2 и K_1, K_2 будут определены как в системе координат проекта, так и в системе координат одного из элементов, например $X_1O_1Y_1$, называемого базой.

Базой в отличие от ГОСТ 24642–81 и ГОСТ 21495–76 будем называть систему координат, которая используется для определения расположения всех остальных элементов детали. Систему координат, связанную с базой, назовем базовой системой координат $X_бO_бY_б$. Относительное расположение номинальных систем координат элементов в системе координат проекта, как и в системе координат одного из них принятого за базу, одинаково и однозначно определяет взаимное расположение элементов.

Параметрами расположения систем координат элементов в системе координат проекта являются координаты положений начал систем координат элементов R_i и угловое положение, определяемое матрицами A_i направляющих косинусов систем координат элементов. Положение начала номинальной системы координат $X_2O_2Y_2$ элемента $R_б$ и матрицы $A_б$ направляющих коэффициентов может быть однозначно определено в базовой системе $X_бO_бY_б$, если известны их относительные положения в системе координат проекта. Следует заметить, что параллельный перенос начал в номинальных системах координат элементов не влияет на относительное угловое положение (матрицу направляющих косинусов систем координат элементов) в системах координат как проекта, так и базы.

Представление реальных элементов в конструкторской и технологической документации

Информацию о реальной геометрии можно получить только измерением координат точек реальных элементов в системе координат системы измерения, забыв навсегда о термине "измерительные базы", принятом в ГОСТ 21495–76. Это можно осуществить с помощью координатно-измерительных машин как на плоскости, так и в пространстве.

Геометрия измеренных элементов отличается от номинальной. Что выбрать за меру отличия реальной геометрии от номинальной? От какого элемента и как следует осуществлять отсчет отклонений формы? Как определить отличие положения реального элемента от его номинального расположения?

За отклонение формы элемента в ГОСТ 24642–81 принято "наибольшее отклонение точек геометрии реального элемента от геометрии номинального, определяемое по нормали к номинальному элементу в пределах нормируемого участка". Целесообразно обобщить это понятие, исключив слово "наибольшее": отклонение формы реального элемента определяется как отклонение точек реальной геометрии элемента от номинальной геометрии, определяемое по нормали к номинальному элементу в пределах нормируемого участка.

Реальная геометрия элемента может отличаться от номинальной. Интервалы (допуски) отклонения формы, за пределы которых не должна выходить реальная форма поверхности, ограничивают отклонения реальной геометрии. Для определения отклонений формы остается только один вариант – номинальный элемент или номинальная геометрия элемента в номинальной системе координат, что полностью по смыслу соответствует стандарту. Номинальное относительное расположение номинальных элементов в системе координат проекта определяется номинальными линейными и угловыми размерами между элементами. Оно соответствует такому же расположению тех же элементов в системе координат одного из элементов, принятого за базу.

Реальное расположение рассматриваемого реального элемента (поверхности или профиля) в системе координат системы измерения определяется действительными линейными и угловыми размерами между реальными элементами и реальной базой или между системами координат рассматриваемых элементов, если реальная база не задана. Отклонение расположения систем координат реальных эле-

ментов по отношению к элементу, принятому за реальную базу, определяется по отличию их расположения от расположения номинальных систем координат номинальных элементов в системе координат одноименного номинального элемента, принятого за базу, в исходной системе координат проекта.

Если в качестве отсчетного элемента для выявления отклонений формы выбрана номинальная форма элемента, то основной проблемой является нахождение расположения номинальной системы координат с номинальным элементом в системе координат системы измерения для определения отклонения формы реального элемента.

В ГОСТ 24642–81 рассмотрены только реальные профили двух типов: имеющий кривизну и номинальную форму окружности (рис. 4, *а*) и без кривизны с номинальной формой прямой линии (рис. 4, *б*). В этом стандарте без убедительного доказательства утверждается, что для оценки отклонений формы профиля отсчетным элементом может быть принят только прилегающий элемент. Он имеет форму номинального, соприкасается с реальным элементом и расположен вне материала детали, так чтобы отклонение наиболее удаленной точки реального элемента от прилегающего было минимальным. В пределах нормируемого участка отклонение формы определяется по нормали к прилегающему элементу.

В качестве критерия, обеспечивающего нахождение положения (привязку) прилегающей окружности к профилю реального сечения, можно использовать минимум функции $\varepsilon_{max} \to \min$ при условии касания с внешней (или внутренней) по отношению к реальному

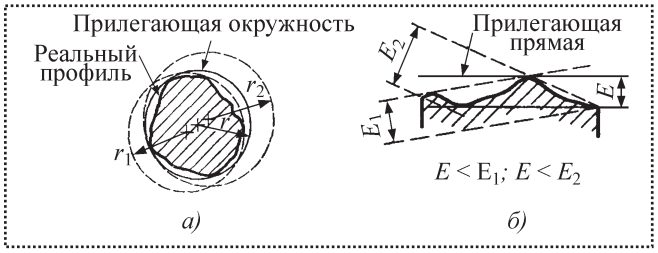


Рис. 4. Прилегающие элементы

профилю стороны (снаружи или изнутри) и непересечения реального профиля профилем прилегающей окружности (см. рис. 4).

Материальный носитель формы непрерывно изменяющегося размера прилегающей окружности нереализуем. Из определения прилегающей окружности следует, что она должна касаться трех вершин реального профиля снаружи или изнутри. Возможно несколько прилегающих контуров с разной величиной диаметров и положений их центров в системе координат плоского контура. Таких окружностей великое множество, и положение их центров не совпадает. Какую из них выбрать? Возникает неопределенность. Решение в этом случае неоднозначно.

Прилегающим профилем произвольной формы (по аналогии с прилегающей окружностью) называют профиль, обладающий кривизной, отличной от нуля, имеющий форму номинального профиля. Он также соприкасается с реальным профилем и расположен вне материала детали так, чтобы отклонение от него наиболее удаленной точки реального профиля было минимальным в пределах нормируемого участка.

Прилегающий профиль может быть материализован лекалами – реальными кривыми измерительных инструментов, выполненных с высокой точностью и устанавливаемых на реальных профилях сечений. Это дорогой инструмент, изготавливаемый как калибр. Однако реализовать с его помощью алгоритм поиска положения лекала на контуре сечения не всегда возможно. Возникают проблемы, связанные с определением расстояния от реального контура до лекала. Иногда вместо номинального профиля используют профиль, эквидистантный номинальному [1]. Это лишь немного облегчает определение координат точек реальной поверхности. Остается проблема выбора положения лекала по отношению к реальному профилю элемента.

А нельзя ли примитивное и труднореализуемое измерение лекалом заменить вычислением? Для этого нужно, прежде всего, дискретизировать (представить набором точек) непре-

рывную функцию реального профиля сечения по теореме В.А. Котельникова. В зависимости от требуемой точности восстановления контура можно определить шаг дискретизации, выбрав наибольшую (верхнюю) частоту гармоники из спектра частот. Отсюда следует, что в отклонение формы профиля могут быть включены волнистость и шероховатость в зависимости от частоты определяемых гармоник. Это позволяет объединить понятия стандартов ГОСТ 24642–81 и ГОСТ 25142–82. Выделение шероховатости в отдельную группу отклонений формы весьма условно и является предметом соглашения, соответствующим способам и средствам измерения. В дальнейшем для общности не будем их разделять.

Следует отметить, что прилегающий элемент (окружность, профиль произвольной формы) не есть номинальный. Он только имеет форму номинального, но ни по численным значениям коэффициентов уравнения интерполяции, ни по положению не адекватен номинальному.

Прилегающая прямая может быть материализована лекальной линейкой (ГОСТ 8026–75), однако найти положение на профиле сечения не всегда возможно. Возникают проблемы, связанные с определением как расстояния от реального профиля до лекальной линейки, так и положения прилегающей прямой, при котором достигается минимум максимального расстояния до нее точек реального профиля. Проблемы неоднозначности имеют место и для прилегающей прямой, не имеющей кривизны. Нужное положение в соответствии с ГОСТ 24642–81 может быть найдено однозначно только в том случае, когда профиль прилегающей прямой в пределах нормируемого участка опирается на одну точку реального профиля. А как быть в случае, когда прилегающая прямая коснется двух разных вершин реального профиля в пределах нормируемого участка? Однозначен ли такой вариант? Как поступить в случае приемки продукции при неоднозначности результатов измерений?

Из проведенного сравнения применение прилегающих профилей в качестве отсчетных элементов для плоских профилей, обладающих и не обладающих кривизной, не приемлемо по следующим причинам:

– прилегающие элементы неоднозначны, хотя имеют форму, похожую на форму номинальных элементов;

– уравнения прилегающих элементов не совпадают с уравнениями номинальных элементов.

Следовательно, прилегающие элементы, имеющие только ту же форму, что и номинальные, не могут быть однозначными отсчетными элементами для определения отклонения формы.

В Приложении 1 ГОСТ 24642–81 отмечено, что вместо прилегающего элемента для оценки отклонений формы допускается использовать в качестве отсчетного (базового) средний элемент – "профиль, имеющий номинальную форму и такие размеры и/или расположение, чтобы сумма квадратов расстояний между точками реальных и средних элементов (определяемым по нормали к последним) в пределах нормируемого участка имела минимальное значение".

Средние элементы определяются по правилу:

$$\sum_{i=1}^{n} \varepsilon_i^2 \to \min.$$

В отличие от прилегающих, средние элементы всегда однозначны. Число точек, описывающих реальный элемент при его дискретизации выбранной верхней частоте функции, описывающей этот элемент, всегда конечно. Следовательно, его положение, вычисленное по минимуму суммы квадратов отклонений, также конечно и однозначно. Средний элемент должен иметь ту же форму, что и номинальный. То есть типы уравнений совпадают, но не совпадают положение и константы описывающих их уравнений.

Библиографический список

1. **Технология** сборки и испытаний космических аппаратов: Учебник для высших технических учебных заведений. / И.Т. Беляков и др. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.

2. **Дунин-Барковский И.В., Карташова А.Н.** Измерения и анализ шероховатости, волнистости и некруглости поверхности. М.: Машиностроение, 1978. 231 с.

(Продолжение следует.)

УДК 519.85

Ю.Н. Матросова, *канд. техн. наук,* **Е.С. Краснов,** *инженер*
(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярёва)
E-mail: mjn78@mail.ru

Программное обеспечение для автоматизированного проектирования приспособлений станков фрезерной группы в САПР "КОМПАС-3D"

Разработано программное обеспечение для автоматизированного расчета конструктивных параметров и построения чертежей тисков.

Developed software for automated calculation of design parameters and construction drawings of devices for milling machines.

Ключевые слова: заготовка, фрезерование, тиски, программное обеспечение.

Keywords: preform, milling, devices for milling machines, software.

Пневматические тиски для механизированного зажима деталей на фрезерных и сверлильных работах [1] позволяют снизить физические усилия при зажиме заготовки, уменьшить время зажима деталей. Кинематическая схема тисков представлена на рис. 1.

При подаче давления в полость пневмоцилиндра *1* поршень со штоком *2* перемещается и рычаг *3* за счет шарнирного соединения совершает вращательно-поступательное движение. Звено *4*, находящееся в направляющей, совершает поступательное движение, приводя во вращательное движение звено *5*, а звено *6* совершает поступательное перемещение благодаря направляющей. Губки *7*, жестко закрепленные на звене *6*, зажимают заготовку.

При подаче давления в противоположную полость губки открываются.

Для обеспечения надежного удержания заготовки в тисках должны выполняться необходимое и достаточное условия. *Необходимое условие*: сила трения $F_{тр}$ должна быть больше силы резания $F_{рез}$ при фрезеровании:

$$2F_{тр} > F_{рез}$$

или

$$F_{тр} = \frac{kF_{рез}}{2},$$

или

$$F_{тр} = fN,$$

где k – коэффициент запаса усилия ($k = 1{,}25$);

f – коэффициент трения материалов губок и заготовки ($f = 0{,}4$);

N – сила нормального давления, развиваемая губками тисков.

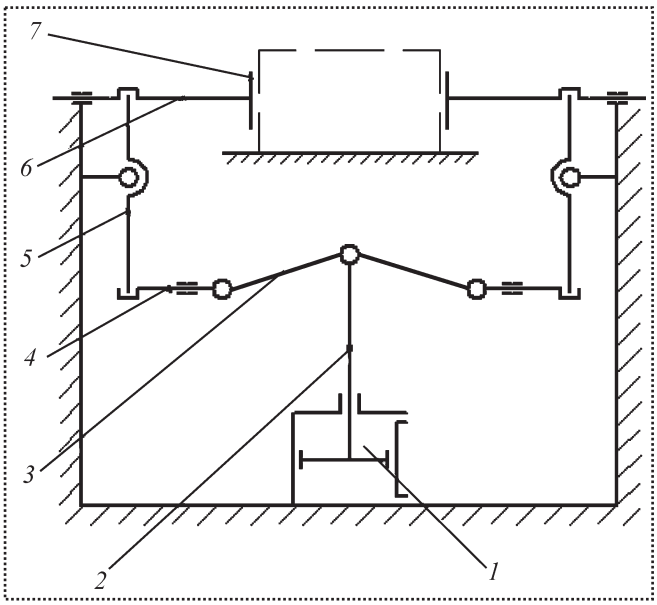


Рис. 1. Кинематическая схема тисков

Достаточное условие: допустимое напряжение на смятие $[\sigma_{см}]$ должно быть больше расчетного предельного напряжения $\Sigma_{см}$:

$$[\sigma_{см}] \geq \Sigma_{см} = F_{см} / S,$$

где $F_{см}$ – сила смятия, равная силе прижатия N;

S – наименьшая площадь контакта детали и тисков.

Авторами разработан алгоритм расчета параметров и проектирования тисков (рис. 2). Вводим исходные данные: параметры заготовки, инструмента, режимы резания, характеристики обработанной поверхности. Далее рассчитываем необходимое и достаточное условия удержания заготовки. Если они выполняются, то проводим расчет и назначение стандартных значений параметров проектируемого приспособления, а за-

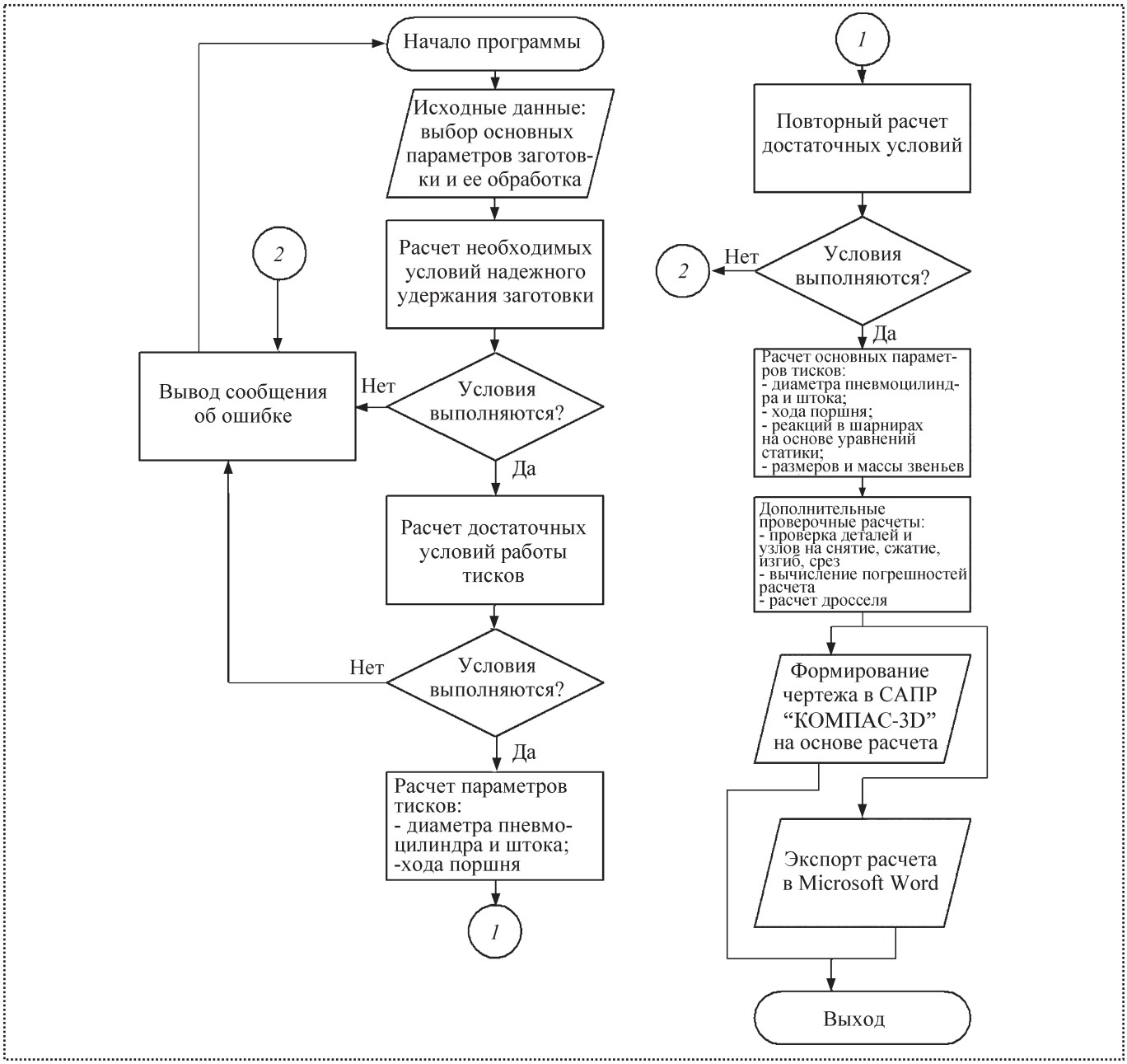


Рис. 2. Алгоритм работы программы

тем проверку на срез, смятие, сжатие, изгиб звеньев тисков и строим чертеж.

На основе полученного алгоритма было разработано программное обеспечение в среде разработки Borland Delphi с привлечением инструментальных средств разработки приложений (библиотек конструктивов, прикладных САПР) на базе системы "КОМПАС-3D". Для расчета были использованы стандартные библиотеки среды Delphi, включающие в себя математические, визуальные средства, стандартные компоненты.

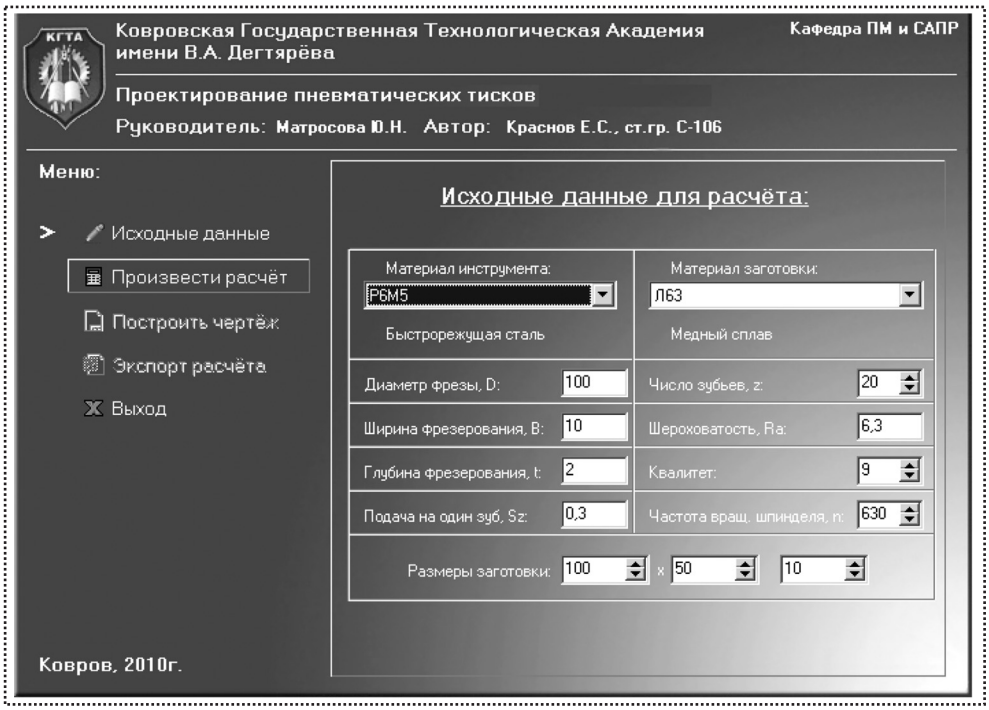


Рис. 3. Интерфейс программного обеспечения

В разработанном программном обеспечении применен OLE-механизм, позволяющий подключаться к системе "КОМПАС-3D" и за счет средств программирования (описаний переменных, функций процедур) проектировать чертежи. Для построения использованы "интерфейсы" объектов. Программа представляет собой проект, состоящий из модулей расчета, экспорта в формат Word, построения трехмерной модели и чертежа.

На рис. 3 представлен интерфейс разработанного программного обеспечения, в котором в качестве исходных данных вводятся параметры заготовки и инструмента. При нажатии кнопки "Провести расчет" происходит автоматический расчет необходимого и достаточного условий удержания заготовки в тисках, основных параметров тисков. При нажатии кнопки "Построить чертеж" программа автоматически передает заданные и рассчитанные параметры в САПР "КОМПАС-3D", где проводится построение чертежа приспособления. При нажатии кнопки "Экспорт расчета" программа автоматически формирует документ в формате Word, в котором представлены как методика расчета тисков, так и результаты расчета согласно исходным данным.

Таким образом, разработанное программное обеспечение позволяет в автоматизированном режиме рассчитывать конструктивные параметры и формировать чертеж приспособления для станков фрезерной группы, что позволяет значительно сократить трудоемкость процесса проектирования данного вида приспособлений.

Библиографический список

1. **Белоусов А.П.** Проектирование станочных приспособлений. Изд. 2-е. Учеб. пособ. для техникумов. М.: Высшая школа, 1974. 410 с.

Международная выставка инструментов, оборудования, технологий MITEX–2010*

Компания "ИНТЕРСКОЛ" (г. Химки Московской обл.) разрабатывает, производит, проводит сервисное обслуживание электроинструмента. Приведем краткое описание некоторых ее экспонатов.

Прямошлифовальная машина мод. МПШ-600Э с цанговым зажимом для прецизионных работ. Корпус редуктора машины выполнен из легкого сплава, регулировка оборотов электронная. Мощность машины 600 Вт, диапазон частоты вращения 12 000... 26 000 мин$^{-1}$. Масса машины 1,5 кг.

Щеточная шлифовальная машина мод. МШ-100/1010 для обработки металлических и деревянных поверхностей. Мощность машины 1 010 Вт, диапазон регулировки частоты вращения 1 200...3 900 мин$^{-1}$, максимальный размер насадки 110×115×19 мм. Масса машины 2 кг.

Ленточная шлифовальная машина мод. ЛШМ-76/900 высокой производительности. Машина проста по конструкции и состоит из двигателя, механизма натяжения ленты и корпуса, что обусловило ее небольшие размеры (76×533 мм) и малую массу (3,3 кг). Потребляемая мощность 900 Вт, скорость перемещения ленты 230 м/мин.

Угловая полировальная машина мод. УПМ-200/1010Э-Ш со штангой, адаптированная для шлифовки стен. Корпус редуктора машины металлический. Машина оснащена большим числом насадок. Ее мощность 1 010 Вт, диапазон изменения частоты вращения рабочего органа 800...1 800 мин$^{-1}$, крутящий момент 3,8 Н·м, длина штанги 1 300 мм, присоединительная резьба на шпинделе М14, масса машины 2,9 кг. Имеется возможность подсоединения пылеотсоса.

Торговая фирма "Прогресс инструмент" (г. Москва) предложила потребителям широкий ассортимент профессионального инструмента, в том числе *торцово-усовочную пилу мод. ПТУ-255/1800К* (рис. 3) для работ по всем видам древесины, слоеных панелей, синтетических материалов и некоторых цветных металлов. Пила состоит из пильного диска, шестигранного, накидного и торцевого ключей, упорной и регулировочной линеек, двухбоковых опор (удлинителей стола), мешка для сбора стружки, вертикальной струбцины и переходника для пылесоса. Диаметр рабочего диска пилы 255 мм с глубиной пропила до 70 мм. Она оснащена системой "констоматики" (стабилизации тягового усилия). Сверхтонкий диск пилы (толщина твердосплавного зуба 2 мм) снабжен 60 зубьями. Конструкция пилы комбинированная (торцово-усовочная пила плюс распиловочный станок). Подвижная часть рабочего стола с девятью фиксированными положениями имеет возможность подключения пылесоса и муфты безопасности. Питающее напряжение пилы 230 В, мощность 1,8 кВт, частота вращения рабочего диска 4 200 мин$^{-1}$. Максимальная величина пропила при 90° – 65×155 мм, при 45° – 65×105 мм. Максимальная глубина реза: при 90° – 70 мм, при 45° – 50 мм. Масса пилы 32 кг.

Компания 3М (г. Москва) демонстрировала на выставке различные абразивные материалы.

Высокопроизводительные отрезные круги 3М™ для резки листов, труб, прутков и разнообразного проката из коррозионно-стойкой стали, черных металлов, высокопрочных сталей и сплавов. Хорошая балансировка круга, посадочного отверстия и посадочного кольца, а также равномерное изнашивание круга без выкрашивания при частоте вращения 6 600...13 300 мин$^{-1}$ снижают до минимума вибрацию во время работы, что позволяет получить качественный рез без заусенцев и прижога прилегающей поверхности.

Пневматические отрезные машинки 3М™ мощностью 744 Вт, повышающие эффективность отрезных кругов 3М™ и 3М™ Green Corps™. Защитный кожух и предохранитель, предотвращающий случайный запуск инструмента, обеспечивают безопасность работы. Специальный материал покрытия рукоятки помогает удерживать инструмент с минимальным усилием, облегчая длительную работу, а компактные размеры (197...233 мм) и возможность регулирования на-

Рис. 3. Торцово-усовочная пила мод. ПТУ-255/1800К

* Начало в № 6, 2011 г.

правления отвода воздуха при его расходе 991 л/мин создают дополнительный комфорт при работе. Масса отрезных машинок 0,95...1,57 кг.

Зачистные круги 3M™ для удаления заусенцев, зачистки сварных швов, снятия фасок, подготовки поверхности к сварке и других операций, требующих большого съема материала. Они обеспечивают эффективный съем материала при обработке любых металлов и сплавов. Круги отличаются медленным изнашиванием, что обеспечивает им длительный срок службы. Размеры кругов от 115×6×22 до 230×6,8×22 мм. Частота вращения 6 600...13 300 мин$^{-1}$.

Круги 985C с минералом Cubitron™, обладающие высокими режущими свойствами, предназначены для обработки коррозионно-стойкой стали, никелевых сплавов и цветных металлов. Особенно рекомендованы для удаления сварных швов и доводки поверхностей. Частота вращения 8 500...12 200 мин$^{-1}$.

Керамический материал Cubitron™ создается по технологии спекания, что создает уникальную микрокристаллическую структуру с предусмотренными изломами. Это позволяет минералу самозатачиваться в процессе шлифования.

Универсальные фибровые круги мод. 581C с цирконатом алюминия, применяемые для обработки коррозионно-стойких мягких сталей, а также черных и цветных металлов. Благодаря тому, что обработка ведется плоскостью круга, при зачистке сварного шва не нарушается плоскость поверхности, что позволяет уменьшить количество шпаклевки или исключить эту операцию при подготовке изделия к окраске. Размеры кругов 125×22 мм и 178×22 мм. Максимальная частота их вращения 8 500...12 000 мин$^{-1}$.

Конические лепестковые круги мод. 747D, обладающие агрессивными режущими свойствами и высокой производительностью. Использование минерала 3M™ Cubitron™ в качестве абразива снижает температуру в точке резания, что позволяет избежать прижогов и появления цветов побежалости. Круги предназначены для удаления сварных швов и обработки поверхностей из коррозионно-стойкой стали, твердых сплавов, цветных металлов и титана. Размер кругов 115×22 мм, частота вращения 13 300 мин$^{-1}$.

Круги Scotch-Brite™ DB-WL для удаления заусенцев после механической обработки, а также для доводки поверхности. Контролируемое воздействие абразива позволяет избежать излишнего съема материала и изменения геометрии детали. Предназначены для обработки изделий из коррозионно-стойкой стали, титана и других материалов. Размеры кругов 150×25×25 мм и 200×50×75 мм, частота вращения 3 000...4 000 мин$^{-1}$.

Прессованные круги Scotch-Brite™ CP-UW для механической очистки поверхностей сложной формы, например, резьб. Благодаря мягкой основе круг самозаправляется под обрабатываемый профиль за один – два прохода, обеспечивая полную очистку детали по всей поверхности. Упругая структура абразивного материала обеспечивает минимальный съем металла и полностью исключает риск искажения формы обрабатываемой детали, что важно при строгих допусках. Размеры кругов 25×25×4, 50×3×6 и 50×13×6 мм. Рекомендуемая частота их вращения при работе 12 000...15 000 мин$^{-1}$.

Абразивный материал Scotch-Brite состоит из синтетических волокон, образующих трехмерное нетканое полотно, по всему объему которого равномерно распределены абразивные зерна. Строение абразива обеспечивает постоянное появление новых абразивных зерен на рабочей поверхности, что гарантирует высокое качество обработки.

Компания KNIPEX-Werk (Германия) предложила на российский рынок болторезы и ножницы для резки арматурной сетки, обжимные клещи с магазином для быстрой смены плашек и другие инструменты.

Кабельные ножницы для работы в узком пространстве. Сгибаемые выдвижные ручки позволяют осуществить индивидуальную настройку раскрытия губок. Таким образом, осуществляется оптимальная передача усилия. Высокопрочные выдвижные ручки раздвигаются до 700 мм для обеспечения максимального рычага при резке кабеля большого диаметра. Режущая головка ножниц сменная, диапазон реза по диаметру до 38 мм. Предназначены для медных и алюминиевых кабелей, одно- и многожильных.

Компактный инструмент для резки без заусенцев тонкостенных полимерных труб (например, бронированных) и шлангов, в том числе армированных тканью из полимеров и резины. Инструмент оснащен отрывающей пружиной и стопорной защелкой. Ширина захвата 25 мм, длина 185 мм, масса 172 г. Он имеет клиновидный нож, гладко режущий резину и полимеры, поэтому нет необходимости в дополнительной обработке кромки среза.

Компания Walter Meier (США) демонстрировала на выставке и предложила на российский рынок широкую гамму станков и различного оборудования для металлообработки.

Токарный станок мод. BD7 оснащен:

– трехкулачковым патроном диаметром 80 мм;

– набором сменных шестерен для нарезания резьбы;

– четырехпозиционным резцедержателем;

– невращающимся центром МК-2;

– регулятором частоты вращения с цифровой индикацией;

– защитным экраном патрона;

– поддоном для сбора стружки.

Массивная конструкция станины из чугуна гарантирует работу станка без вибрации, шпиндель оснащен роликовыми подшипниками. Высокопроизводительный двигатель работает с мощностью 0,37 кВт. Имеется два диапазона плавного изменения частоты

Рис. 4. Резьбонарезной станок мод. KST–560

вращения шпинделя (левое и правое вращение для нарезания резьбы), контролируемой посредством цифровой индикации. Регулировка зазоров направляющих осуществляется клиновыми планками. Диаметр обточки заготовок над станиной 180 мм, над суппортом – 110 мм. Расстояние между центрами 300 мм. Плавное изменение частоты вращения шпинделя возможно в диапазонах 100...1 200 и 300...3 000 мин$^{-1}$, диаметр его отверстия 20 мм. Ход поперечного суппорта 65 мм, верхнего суппорта – 50 мм, пиноли задней бабки – 40 мм. Скорость подачи 0,09 мм/об. Габаритные размеры станка 870×300×290 мм, масса 44 кг.

Радиально-сверлильный станок мод. JDR-34F, оснащенный чугунным рабочим столом, быстрозажимным патроном с защитным экраном, регулируемым упором глубины сверления. Шпиндель имеет пять частот вращения в диапазоне 500...2 500 мин$^{-1}$. Сверлильная головка станка при работе наклоняется на 45° вправо и на 90° – влево. Имеется световой указатель оси сверления. Максимальный диаметр сверления 16 мм при вылете шпинделя 155...410 мм, ход пиноли шпинделя 80 мм. Диаметр рабочего стола 300 мм, его наклон ±90°. Потребляемая мощность станка 0,6 кВт. Его габаритные размеры 830×320×1 660 мм, масса 61 кг.

Резьбонарезной станок мод. KST-560 (рис. 4) для нарезания резьбы в легко- и труднообрабатываемых материалах. Возможно оснащение станка подставкой со встроенной системой подачи смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ). Диапазон сверления 6...30 мм. Частота вращения шпинделя 110... 1 450 мин$^{-1}$ с девятью различными скоростями; рабочий ход шпинделя 115 мм. Диаметр рабочего стола 380 мм. Выходная мощность станка 0,75 кВт. Габаритные размеры 780×380×1 510 мм, масса 157 кг.

Универсальный фрезерный станок мод. JMD-26X2XY компактной высоты. Вертикальный и горизонтальный шпиндели с частотой вращения 67...2 010 мин$^{-1}$ и 40...1 300 мин$^{-1}$ соответственно. Наклон фрезерной головки влево и вправо. Имеется встроенная система подачи СОЖ. Работа фрезерного стола полностью механизирована (подъем и опускание). Станок также оснащен регулируемым упором глубины сверления с переключением реверса и устройством цифровой индикации по трем осям с ценой деления 0,005 мм и погрешностью ±1 знак. Максимальные диаметры: сверления 40 мм, концевого фрезерования 25 мм, торцевого фрезерования 125 мм. Частота вращения вертикального шпинделя 67...2010 мин$^{-1}$, его ход 120 мм. Частота вращения горизонтального шпинделя 40...1 300 мин$^{-1}$. Расстояние шпиндель – стол 340 мм. Размер фрезерного стола 1 120×260 мм, его ход по осям X и Y 600 и 300 мм соответственно при нагрузке до 300 кг. Потребляемая мощность станка 2,2 кВт. Его габаритные размеры 1580×1450×2150 мм, масса 1,3 т.

Промышленный заточной станок мод. JBG-10A (рис. 5), оснащенный чугунной защитой шлифовального диска с патрубком вытяжки, а также двумя шлифовальными кругами с откидными защитными экранами. Диаметр шлифовального круга станка 250 мм, его посадочный диаметр 25 мм, зернистость 2/46. Частота вращения шпинделя 1 450 мин$^{-1}$. Потребляемая мощность 2,8 кВт. Его габаритные размеры 620×330×310 мм, масса 50 кг.

Вырубной штамп мод. HN-16N для угловой вырубки любого пригодного для резки материала. Устойчивая литая чугунная конструкция штампа позволяет вырубать углы более 90° в два этапа. Штамп оснащен высококачественными ножами для тяжелых работ и

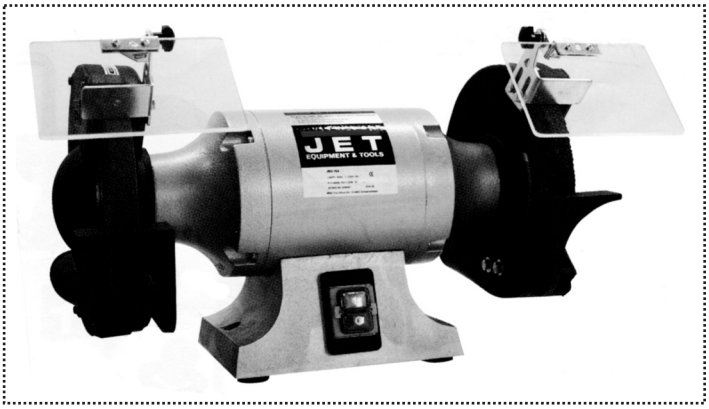


Рис. 5. Промышленный заточной станок мод. JBG-10A

измерительными шкалами. Максимальная глубина вырубки 175 мм при толщине листа коррозионно-стойкой стали 0,9 мм, Ст. 3 – 1 мм, низкоуглеродистой стали – 1,6 мм, меди, алюминия – 1,8 мм, цинка – 3 мм, поликарбоната – 3 мм. Ход штампа 19 мм, его габаритные размеры 610×530×660 мм, масса 72 кг.

Трубогиб мод. JHPB-2 для гибки труб из низкоуглеродистых и коррозионно-стойких сталей имеет устойчивую конструкцию на трех опорах. Максимальные давление 88 кН, длина хода – 250 мм, рабочее усилие – не менее 300 Н. Диаметр обрабатываемой трубы 21,3...60,0 мм при толщине стенки 2,75...5,00 мм. Габаритные размеры трубогиба 730×665×730 мм, масса 52 кг.

Компания ELMOS PROFESSIONAL (Австрия) предложила потребителям различный профессиональный инструмент.

Электродрель-миксер мод. ESR 1113B (рис. 6) можно использовать как дрель и как миксер для красок, клеев и различных смесей. Двигатель мощностью 1,1 кВт и специальный редуктор с игольчатыми подшипниками позволяют выдерживать значительные нагрузки. Наибольший диаметр сверления для стали 13 мм, древесины – 50 мм. Частота вращения рабочего органа под нагрузкой 750 мин$^{-1}$. Диаметр зажима сверлильного патрона 13 мм. Масса инструмента 3,8 кг.

Сверлильная установка мод. MCD35 на магнитной подошве для монтажа различных металлоконструкций, прокладки трубопроводов и линий электропередач. Сверление может производиться различными типами режущего инструмента (NiCo, HSS и карбидными наконечниками HM). Установка оснащена емкостью и клапаном подачи эмульсии в зону реза. Жесткое крепление к обрабатываемому материалу осуществляется специальной магнитной подошвой. Все это позволяет в разы увеличить скорость выполнения работ и снизить физические нагрузки. Мощность установки 1,2 кВт, питающее напряжение 230 В. Частота вращения рабочего органа без нагрузки 750 мин$^{-1}$. Максимальный диаметр сверления фрезой 35 мм, сверлом – 13 мм. Размер магнитной подошвы 186×80×58 мм. Магнитная удерживающая сила 1,3 кН. Максимальная глубина сверления 35 мм. Масса установки 14 кг.

Кромкофрезерная машина мод. MC12 для снятия фасок с внутренних и наружных прямых и радиусных кромок, а также с торцов под углами 30 и 45° с глубиной разделки до 6 мм. Режущий инструмент – тире взаимозаменяемые двузубые конусные с углами 30 и 45°. Фрезерные головки со сменными твердосплавными трехгранными пластинами. Электродвигатель мощностью 1,2 кВт с регулируемой частотой вращения ротора 3 000... 6 000 мин$^{-1}$ позволяет обрабатывать с высоким качеством кромки, наружные и внутренние радиусы более 20 мм на заготовках из углеродистой и коррозионно-стойкой стали, цветных металлов, имеющих кривизну кромки высокой сложности. Питающее напряжение машины 220 В, глубина фрезерования до 6 мм, внутреннего фрезерования – 20 мм. Масса машины 4,5 кг.

Высечные ножницы мод. ESM25 для прямой и фигурной резки листовой стали толщиной до 2 мм. Направление режущего инструмента можно менять на 90° в обе стороны. Резка ровной и волнообразной поверхности осуществляется без заусенцев. Мощность ножниц 500 Вт, их масса 2,4 кг.

Краскораспылитель мод. PG21 для внутренних и наружных окрасочных работ, оснащенный сменными соплами диаметром 0,6 и 0,8 мм, гнущейся вставкой для окрашивания под углом и дозирующим клапаном. Подача краски регулируется. Возможна работа с быстросохнущими красками на водяной основе, с лаками и полировками. Производительность инструмента 260 см^3/мин, его питающее напряжение 230 В, номинальная мощность 85 Вт, вместимость 1,1 л, масса 1,7 кг.

Термоклеевой пистолет мод. EGG500 (рис. 7) с механической подачей клеевых патронов для применения на производстве с большим объемом работ. Клей поступает к соплу путем многократного нажатия ру-

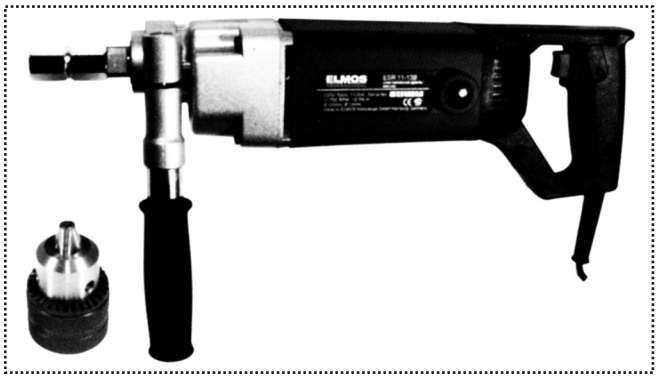


Рис. 6. Электродрель-миксер мод. ESR1113B

Рис. 7. Термоклеевой пистолет мод. EGG500

кой на курок. Сила подачи клея устанавливается специальным винтом. Перед началом работы необходимо отрегулировать температуру плавления клея специальной отверткой, входящей в комплект пистолета. Его сопло имеет силиконовое покрытие, предохраняющее руки оператора от случайного прикосновения к клею. Питающее напряжение пистолета 230 В, мощность 450 Вт, диаметр клеевых патронов 15 мм, температура нагрева клея до 230 °С. Механический привод пистолета осуществляет подачу клея со скоростью до 2 кг/ч. Масса пистолета 1,1 кг.

Компания Spectra Precison Laser (США) показала на выставке различные инструменты оригинальной конструкции – от лазерных отвесов до лазерных нивелиров.

Лазерный приемник мод. HR150 для внутренних работ оснащен яркими светодиодами и встроенным магнитным креплением. Встроенный магнит и круглый уровень обеспечивают крепление приемника без дополнительных приспособлений. Выемки на обеих сторонах корпуса облегчают разметку по горизонтали и вертикали. Он совместим с ротационными нивелирами. Прочный корпус из композитного материала и дополнительный ремешок обеспечивают защиту от повреждений при падении. Рекомендован к применению для нивелирования и выравнивания при внутренних и наружных работах.

Лазерный измеритель мод. HL700 для нивелирования и выравнивания, обеспечивающий цифровое считывание превышения и отображение его цифрового значения (±50 мм), а также указывающий точное расстояние до плоскости. Датчик "Анти строб" отсекает посторонние вспышки света и ложные отраженные сигналы для более легкой и правильной идентификации лазерного луча. Несколько уровней чувствительности позволяют выбрать нужную точность для каждого случая. Измеритель водонепроницаем и выдерживает падение с высоты 3 м на твердую поверхность. Дублирующие светодиодные индикаторы позволяют работать на больших расстояниях в условиях слабой освещенности.

Оптический нивелир мод. AL232, работающий в автоматическом режиме с компенсатором, имеющим воздушный демпфер, обеспечивает точность и стабильность в работе. Пластиковые (прорезиненные) винты удобны в условиях высокой влажности и низкой температуры. Встроенный угловой круг позволяет выполнять основные работы по выравниванию на коротких расстояниях. Зеркало круглого уровня позволяет наблюдать за уровнем и приводить нивелир в горизонтальное положение независимо от положения системы автонивелирования.

Лазерный отвес мод. LP40 – карманный с четырьмя самонивелирующимися лучами для построения отвеса вверх, вниз, горизонтальных плоскостей и контроля перпендикулярности. Отвес защищен от влаги, грязи и ударов.

Выставку посетили специалисты из различных отраслей промышленности. Оригинальным новшеством в программе выставки была реализация проекта "Демонстрационная зона MITEX". Во время выставки были организованы семинары и презентации.

Чл.-корр. Академии
проблем качества **А.Н. Иванов**

Примеры автоматизации сборочных операций

В настоящее время работы по автоматизации производственных процессов, в том числе сборочных, ведут во многих промышленно развитых странах мира. Автоматизация операций сборки является одним из наиболее сложных технологических процессов, поскольку это конечная операция создания готового изделия и возможность автоматизации процесса зависит от точности изготовления собираемых деталей. В данной статье приведены малоизвестные примеры автоматизации сборочных операций.

Полуавтоматический станок для сборки автомобильных катушек зажигания был спроектирован и изготовлен НИИ Автоприборов по заданию Московского завода автотракторного электрооборудования "АТЭ-2".

Катушка зажигания, или бобина (рис. 1), служит для преобразования низковольтного напряжения тока, поступающего от аккумуляторной батареи или генератора, в ток высокого напряжения. По сути она представляет собой повышающий трансформатор, на первичную обмотку которого поступает прерывистый ток низкого напряжения бортовой сети (12...24 В), а во вторичной обмотке индуцируется ток высокого напряжения (10 000...40 000 В). Высокое напряжение позволяет пробить воздушный зазор в свече зажигания и надежно вос-

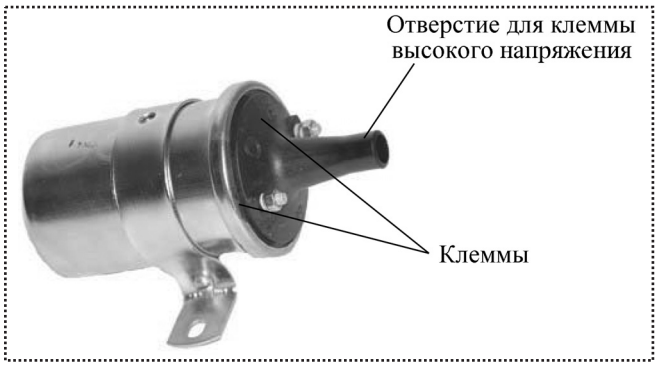


Рис. 1. Катушка зажигания

пламенить рабочую смесь в цилиндре двигателя. Конструктивно катушка представляет собой цилиндрический металлический стакан с отлитой пластмассовой крышкой, на которой расположены низковольтовые контакты и один высоковольтный (по центру). Внутри стакана располагаются обмотки, залитые маслом для охлаждения.

Станок для сборки катушки зажигания (рис. 2) был построен на базе четырехпозиционного поворотного стола *3*, установленного на сварном основании *1*. Загрузку и разгрузку цилиндрического металлического стакана с завальцованной в него пластмассовой крышкой проводили вручную. При создании полной автоматической линии предусматривалась возможность автоматизации этой операции. На остальных трех позициях станка на станине установлены сварные кронштейны, на которых расположены вибрационные бункеры и гайковерты.

Основа поворотного стола – четырехпозиционный мальтийский механизм, осуществляющий плавный разгон и торможение при смене позиции. Привод стола электромеханический, привод подачи гайковертов в вертикальном направлении – пневматический. Особое внимание было уделено системе очистки и осушки воздуха, который подается от заводской пневмосети.

В пневмоцилиндрах подачи гайковертов использовали воротниковые кожаные манжеты, позволяющие более плавно и равномерно перемещать шток цилиндра с патроном. Манжеты очень чувствительны к влажности подаваемого в цилиндр сжатого воздуха.

Цикл работы станка начинается с поворота на одну позицию стола *2* с установленными в четырех приспособлениях *4* (по количеству позиций) изделиями *5*. Отсекатель, приводимый пневмоцилиндром, подает одну гайку или центральную клемму из вибробункера *6* через лоток-магазин *2* в зону работы гайковертов *8* (прямо над соответствующей клеммой бобины). Гайковерты начинают движение вниз. Вращение осуществляется электродвигателем *7*. Ловитель патрона *9* (цилиндрический штырь диаметром 4 мм с острым конусом на конце) ловит гайку (входит в ее резьбовое отверстие), после чего отсекатель возвращается в исходное положение и патрон, утапливая в себя подпружиненный штырь, захватывает гайку, выравнивает ее по клемме и завертывает гайки на клемму с заданным моментом.

Особое внимание следует обратить на конструкцию оригинального патрона для завертывания гаек. Резьбовые клеммы на пластмассовой крышке катушки зажигания располагаются со сравнительно большим допуском от номинального размера. При ручной операции завертывания гаек это не имеет никакого значения, а при автоматизации процесса – принципиально важно. Конструкция патрона позволяет

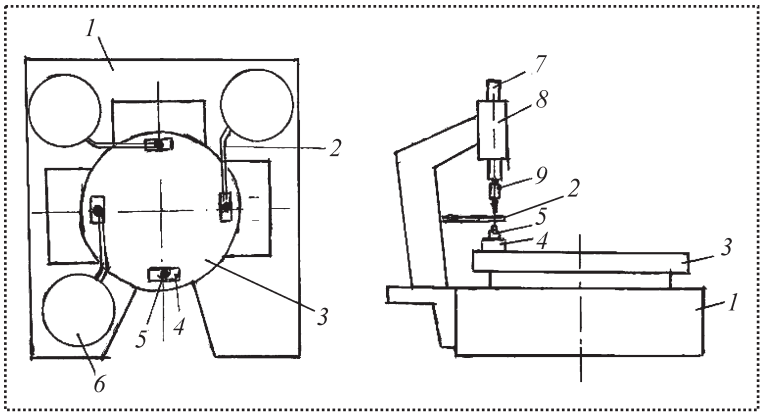


Рис. 2. Схема станка для сборки катушек зажигания

фактически навинчивать гайки на клеммы диаметром М4 при отклонении оси клеммы ±1,8 мм.

Автоматизированный конвейер сборки автомобильных спидометров на заводе автомобильного электрооборудования (г. Владимир). Спидометр состоит из двух узлов – скоростного и счетного, показывающего пробег автомобиля. Привод спидометра осуществляется гибким валом, если длина приводного троса не превышает 3,55 м, или с помощью электрического синхронного привода. Счетный узел спидометра приводится во вращение от входного вала через червячную передачу, промежуточный вал и его червячные передачи и состоит из набора цилиндрических барабанчиков, свободно установленных на общей оси. На их цилиндрической поверхности нанесены цифры от 0 до 9.

Механический спидометр (рис. 3) устроен просто: поверх магнитного диска *1*, приводимого тросом, расположен с небольшим зазором вращающийся на оси алюминиевый колпак *2* со стрелкой и возвратной пружиной *3*. Когда диск вращается, его магнитные силовые линии возбуждают в колпаке токи, создающие свое магнитное поле. При взаимодействии двух полей колпак увлекается за диском, но пружина ограничивает его поворот углом, зависящим от скорости вращения диска. Циферблат отградуирован в соответствии с тарировкой прибора, зависящей от жесткости возвратной пружины. Любое изменение ее жесткости недопустимо – показания спидометра будут искажены.

Автоматизированный цепной конвейер для сборки механизма спидометра работает от регулируемого электропривода, позволяющего менять ритм его движения в зависимости от состояния работников. Обычно с утра ритм быстрее, а к концу смены он плавно замедляется. На конвейере установлены приспособления-спутники. От конвейера к рабочему месту сборщика ведет специальный лоток, по которому спутники с полуфабрикатом изделия подаются к месту сборки. Лоток является одновременно и накопителем спутников, что дает возможность усреднить время работы оператора. После проведения своей операции сборщик переводит спутник с изделием на другой лоток, который отправляет его на конвейер для передачи на следующий сборочный пост.

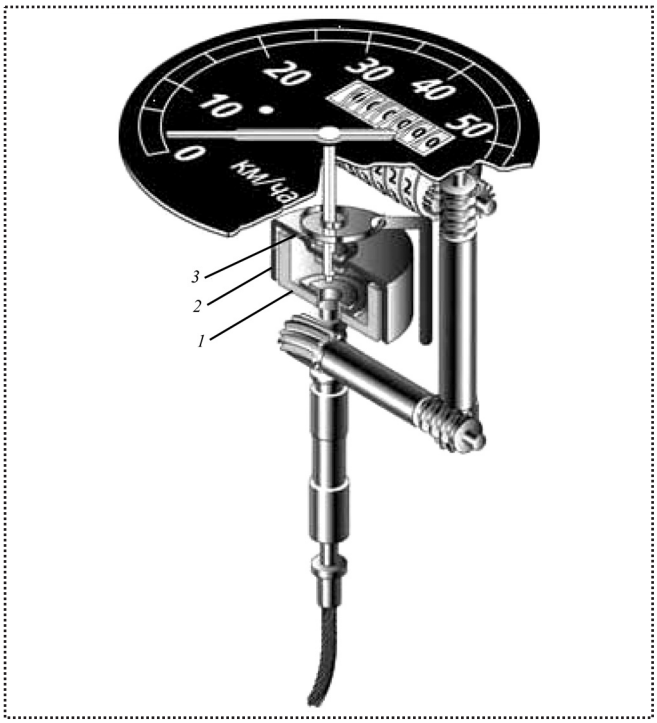


Рис. 3. Механизм спидометра

Кроме того, был разработан электрический демонстрационный экран, на котором в реальном времени отображается результат работы (количество собранных на данный момент спидометров), что позволяет всем работникам быть в курсе выполнения плана.

Для автоматизации сборки часто используют роботы. Робот мод. УМ-160* портального типа оснащен рукой плечелоктевой конструкции, укомплектован системой ЧПУ. Эксперимент по использованию этого робота для автоматизации сборочных операций проводили на стенде, который включал в себя стойку-магазин для обработанных валов и приспособление с закрепленной втулкой. Робот захватывал вал, перемещал его к втулке и соединял вал с

* **Козырев Ю.Г.** Применение промышленных роботов. М.: КноРус, 2011. 488 с.

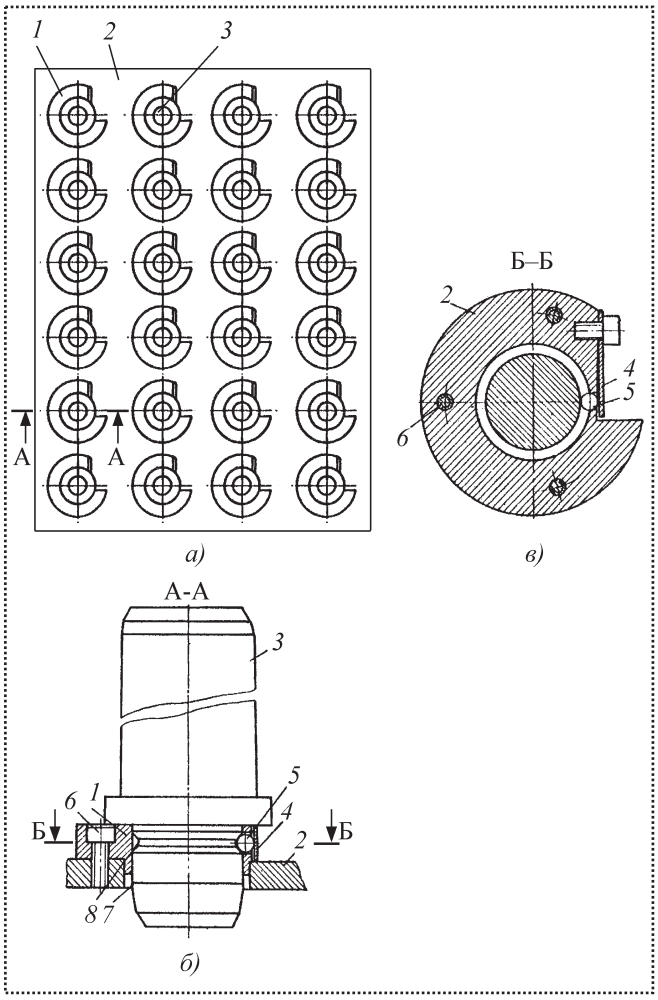


Рис. 4. Тара для хранения кольцеобразных деталей

втулкой. Программа записывалась в память робота и затем автоматически многократно воспроизводилась. Диаметр сопрягаемых отверстия и вала составлял 40 мм, допуск не превышал 0,02 мм. Робот повторял эту операцию без сбоев многократно.

Для использования в системах, где загрузка и разгрузка оборудования осуществляются роботами, разработана тара (а.с. № 1335508), показанная на рис. 4, для хранения кольцеобразных деталей. Тара содержит базовые элементы для установки на приемную позицию роботизированного сборочного комплекса и сменную опорную плиту *2* с рядом отверстий *7*, в которых закреплены винтами *6* базовые втулки *1*, внутренний диаметр которых соответствует диаметру штыря *3*, устанавливаемого во втулке. Съемные штыри *3* предназначены для кольцеобразных деталей, подлежащих сборке. Для удержания штыря во втулке служит фиксирующий шарообразный элемент *5*, прижимаемый плоской пружиной *4* к канавке *8* на базовом пояске штыря.

После установки тары на приемную позицию сборочного комплекса промышленный робот проводит выгрузку деталей (в соответствии с рабочим циклом комплекса) с одной стороны тары, снимая их сначала с первого штыря первого ряда. После снятия всех деталей, уложенных стопой, штырь извлекается из базовой втулки захватом робота и выносится из тары. Таким же образом извлекаются детали (кольца, штыри) из первого ряда, затем из второго и последующих. Удаление из тары штырей обеспечивает доступ захвата робота к расположенным в следующих рядах стопкам деталей.

Использование промышленных роботов для автоматизации сборочных операций возможно как для перемещения деталей из бункеров и накопителей к сборочной позиции, так и непосредственно для выполнения самой операции сборки.

В.Б. Великович

ООО "Издательство **Машиностроение**", 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Учредитель ООО "Издательство **Машиностроение**".
Адрес электронной почты издательства: **E-mail: mashpubl@mashin.ru**;
редакции журнала: **sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru**
Телефон редакции журнала: (499) 268-38-42; тел./факс (499) 268-85-26; факс 269-48-97.
Технический редактор *Жиркина С.А.* Корректоры *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 08.06.11 г. Подписано в печать 26.07.11 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 5,88. Уч.-изд. л. 5,52. Заказ 539. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Издательство Машиностроение".
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, д. 15.