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

6 2011 (131)

СОДЕРЖАНИЕ

Современные технологии сборки

Безъязычный В.Ф., Непомилуев В.В. Технология виртуальной сборки 3

Изнаиров Б.М., Изнаиров О.Б., Васин А.Н., Мукатова Г.Х. Вероятностное моделирование механизма сопряжения рабочих элементов силовых многозвенных механизмов в результате выполнения операции сборки 15

В помощь конструктору, технологу

Матросова Ю.Н., Андреев П.А. Программное обеспечение для автоматизированного проектирования дискового зуборезного долбяка 19

Михрютин В.В. Математическое описание сборного режущего инструмента для моделирования процессов механической обработки 22

Антонец И.В., Терешенок А.П. Исследование статических и динамических характеристик упругих чувствительных элементов кольцевого типа 31

Сборочно-сварочные работы. Пайка

Карабанов В.В., Бохоров И.О. Припои для пайки металлов 39

Информация

Иванов П.Н. Международная выставка инструментов, оборудования, технологий MITEX–2010 46

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; tsmm@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

6 2011 (131)

CONTENTS

Modern technologies in assembly

Bezyazichniy V.F., Nepomiluev V.V. Technology of virtual assembling 3

Iznairov B.M., Iznairov O.B., Vasin A.N., Mukatova G.H. Probabilistic modelling of interface of working elements of power iterative mechanisms as a result of execution of the assembling operation 15

Industrial and design engineer's aid

Matrossova Yu.N., Andreev P.A. Software for automated design of disk gear shaping cutter 19

Mihrutin V.V. 3d mathematical model of cutting tool with indexable inserts for cutting process simulations 22

Antonets I.V., Tereshenok A.P. Research of static and dynamic characteristics of elastic sensible elements of a ring type 31

Assembly welding works. Solder

Karabanov V.V., Bokhorov I.O. Solders for the soldering of metals 39

Information

Ivanov A.N. The international exhibit of tools, equipment, technologies MITEX–2010 46

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; tsmm@mashin.ru
Labor Red Banner Order Public Corporation "Publishing House "Mashine Building"
107076, Moscow, Stromynsky per. 4
The reference to the Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal during reprint of the materials is mandatory.
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
VASIL'EV A.S. (Chief editor)
VARTANOV M.V.
DALSKY A.M.
GUSEV A.A.
ZININA I.N.
IVANOV YU.L.
KOZYREV YU.G.
KUMENKO A.I.
MEDAR' A.V.
MIKRIN E.A.
NAZAROV Yu.F.
POROSHIN V.V.
SHANDROV B.V.
SHATILOV A.A.
KHOLODKOVA A.G.
YARKOV G.A.

Regional editors

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

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

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

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

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

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

УДК 621.757 (031)

В.Ф. Безъязычный, В.В. Непомилуев, *д-ра техн. наук (Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева)*
E-mail: root@rgata.ru

Технология виртуальной сборки*

Изложены основные положения теории виртуальной сборки, методологические основы ее эффективного использования и практической реализации. Рассмотрены проблемы развития технологии виртуальной сборки и примеры ее применения в авиадвигателестроении.

In the article the main fundamentals of virtual assembling, methodological foundations of ones efficient working and practical realization have been given. The application problems, developing of virtual assembling and examples of ones utilization in air engine production have been considered.

Ключевые слова: сборка, сборочные размерные цепи, процесс виртуальной сборки, нежесткие размерные цепи.

Keywords: assembling, assembling dimension chains, virtual assembling process, non-rigid dimension chains.

Использование технологии виртуальной сборки на примере роторов ГТД

Ротор – один из самых ответственных и сложных узлов авиационного газотурбинного двигателя (ГТД). Наибольшие сложности при сборке гибких роторов современных авиационных ГТД вызывает обеспечение их геометрической точности и уравновешенности. Оба эти показателя качества взаимосвязаны, поскольку формирующаяся при сборке технологическая неуравновешенность ротора вызывается наличием погрешностей изготовления деталей и их сборки.

Уровень вибрации ротора является важнейшим показателем качества роторных машин. Постоянное совершенствование конструкций выпускаемых роторных машин ведет к их неизбежному усложнению, интенсификации режимов работы, резкому (до 10 раз за последние 30–40 лет) увеличению скоростей вращения роторов. А к высокоскоростным роторам (частота вращения 40 000–60 000 об/мин) предъявляются очень жесткие требования по точности и уровню вибраций, поскольку они в значительной степени определяют многие показатели качества изделия. Ужесточение требований к вибрациям роторов приводит к постоянному уменьшению и без того очень жестких допусков на дисбаланс, биению и, как следствие, ужесточению требований к качеству изготовления роторов.

Ротор ГТД смешанного типа (или барабанно-дискового) имеет в своей конструкции диски и барабанные участки. Детали последовательно центрируются друг относительно друга, и положение каждой из них зависит от положения всех остальных деталей роторного пакета, т.е. погрешности этих положений накапливаются. Это – основной недостаток смешанной конструкции с точки зрения обеспечения требуемой точности.

В собранном роторе отрезки осей базовых поверхностей его деталей образуют некоторую пространственную линию, форма которой определяется угловыми и радиальными смещениями, погрешностями формы, сборочными деформациями деталей. В этом случае технологические дисбалансы являются зависимыми случайными величинами, поскольку эксцентриситет каждой последующей детали зависит от векторной суммы эксцентриситетов всех предыдущих деталей, которые определяются накопленной радиальной и торцевой погреш-

* Начало в № 5, 2011.

ностями изготовления стыков всех деталей роторного пакета.

Роторы такой конструкции чаще всего имеют высокооборотные ГТД, например, турбовальный РД-600 В и турбовинтовой ТВД-1500 Б. Аналогичны по конструкции роторы многих других отечественных и зарубежных ГТД.

Появление машин, роторы которых вращаются со скоростями, превышающими критические, поставило задачу балансировки гибких роторов – одну из самых сложных в современной технике и еще не решенную до конца. Темпы развития турбомашин постоянно опережают развитие балансировочной техники. Это вынуждает использовать все ресурсы для поэтапного снижения неуравновешенности собираемого ротора, в том числе и технологические методы.

Под балансировкой гибких роторов понимают улучшение общего динамического состояния изделия: снижение до заданной нормы вибраций опор ротора и корпуса изделия, уменьшение прогибов и ограничение напряжений по длине ротора. В такой постановке проблема балансировки гибких роторов не имеет пока общего решения. Один из наиболее актуальных вопросов теории сборки – снижение вибраций роторных машин за счет технологических и конструкционных методов снижения дисбаланса.

Традиционная балансировка чаще всего направлена не на выявление истинной картины дисбаланса, а на снижение вибраций корпусов или опор, что может привести к росту изгибающих моментов и напряжений в самом роторе или его опорах.

Поскольку процесс балансировки гибких роторов вызывает значительные трудности, при сборке их применяют специальные операции, например технологическую сборку, с целью последовательного снижения возникающей неуравновешенности и обеспечения приемлемой величины технологического дисбаланса. Технологическая сборка представляет собой процесс формирования действительной сборочной оси ротора путем подбора относительного положения его деталей. Исправить сформированную таким образом ось можно только путем разборки ротора и разворотом или заменой его деталей. Основными критериями качества выполнения таких операций являются обеспечение допустимых величин:

– радиальных и осевых биений контрольных поверхностей;

– начального технологического дисбаланса;

– локальных дисбалансов.

Однако оси контрольных поверхностей деталей не совпадают ни с их главными центральными осями инерции, ни с осью вращения ротора, которая на данном этапе вообще еще не существует. Кроме того, контрольные поверхности имеют погрешности формы и относительного расположения, а сама по себе величина технологического дисбаланса ротора не определяет однозначно качество и достижение ее минимального значения не является гарантией наилучшего варианта сборки, поскольку эксплуатационные свойства у роторов с одинаковыми технологическими дисбалансами могут быть совершенно разными. В реальном роторе кроме локальных дисбалансов деталей всегда присутствуют и другие дефекты, например, перекос главных осей инерции отдельных рабочих колес относительно оси вращения ротора.

Поэтому качество сборки гибкого ротора не может быть адекватно и однозначно оценено ни одним из геометрических (например, величины биений контрольных поверхностей, эксцентриситеты центров масс деталей, углы между осями инерции деталей и осью вращения ротора) или физических (например, локальные и суммарный технологические дисбалансы) параметров.

Выход – в автоматизации процесса индивидуального подбора деталей с помощью ЭВМ путем осуществления виртуальной сборки, когда реальная физически выполняемая и очень трудоемкая сборка заменяется быстрым расчетом на ЭВМ и метод индивидуального подбора становится компьютерной технологией. Технология сборки таких роторов в настоящее время многоэтапна и трудоемка.

Этап предварительной сборки на стенде предназначен для определения оптимального относительного положения собираемых деталей и формирования сборочной оси ротора. На этом этапе происходит последовательное присоединение деталей к базовой. После установки каждой очередной детали определяют величины радиальных биений контрольных поверхностей и, в случае если они превышают допустимые значения, поворачивают эту деталь на угол, кратный 45° (так как детали ротора соединяются восемью призонными болтами, равномерно расположенными по окружности). Поскольку допустимые биения вспомогательных базовых поверхностей деталей относительно их основных баз составляют 0,01 мм, а биения контрольных поверхностей деталей при предварительной сборке не должны превышать 0,02–0,03 мм, приходится подбирать положение практически каждой детали роторного пакета. После установки последней детали клеймят метки достигнутого оптимального положения и ротор полностью разбирают.

На втором этапе проводят последовательную сборку сопрягаемых пар деталей с целью доработки "по месту" предварительно обработанных отверстий под призонные болты. Она включает операции зенкерования, развертывания, восстановления фасок и радиусов, торцовку и нагартовку. Выполнение этого этапа позволяет сохранить в готовом изделии показатели качества сборки, достигнутые на первом ее этапе.

Третий этап заключается в расстановке лопаток по пазам дисков и полной сборке ротора. Контрольную сборку проводят для выполнения пригоночных работ – протачивания и шлифования лабиринтов, наружных поверхностей рабочих колес и лопаток.

Для осуществления пригонки (четвертый этап) ротор устанавливают и выверяют в центрах станка с контролем биений по базовым поверхностям передней и задней цапф. После пригонки ротор снова полностью разбирают, на лопатках заправляют радиусы, нагартовывают и освежают их профили.

На пятом этапе проводят динамическую балансировку наиболее массивной детали ротора – крыльчатки центробежной ступени для снижения ее остаточного дисбаланса до 3 г·см.

Окончательную сборку ротора проводят только на шестом этапе, при этом детали устанавливают по меткам, нанесенным на первом этапе.

На последнем, седьмом этапе осуществляют динамическую балансировку ротора по двум плоскостям коррекции с точностью 1 г·см.

В связи с тем, что положение присоединяемых деталей определяют по величинам биений их контрольных поверхностей, возникает значительная погрешность, поскольку сами эти поверхности имеют погрешности формы и расположения относительно как базовых поверхностей, так и главных центральных осей инерции. Эта погрешность в дальнейшем заметно увеличивается из-за того, что сборочная ось ротора, окончательно материализуемая только после полного завершения сборки, не совпадает с осью сборочного стенда или первой установленной детали.

Поэтому на практике часто встречаются случаи, когда окончательно собранный таким образом ротор невозможно уравновесить и приходится его частично разбирать с изменением первоначально полученного "оптимального" относительного расположения деталей. Более того, иногда эту операцию необходимо повторять несколько раз (до 7–8) для одного изделия.

Специфическая особенность роторов ГТД состоит в том, что многие детали (например, диски и кольца) устанавливают в изделии в разных относительных положениях, равноценных с конструктивной точки зрения. Например, два соседних диска ротора ГТД, соединяемые друг с другом или с валом n призонными болтами или шлицами, могут иметь n равноценных с конструктивной точки зрения вариантов взаимного расположения, что часто используют при сборке для повышения качества собираемого ротора. В этом случае при сборке ротора обычно стре-

мятся установить рабочие колеса таким образом, чтобы они в какой-то степени взаимно компенсировали собственные погрешности изготовления (балансировка методом сборки).

Однако в настоящее время угловое положение деталей в производственных условиях оптимизируют в значительной степени вслепую, эмпирически, методом случайного подбора, что далеко не всегда приводит к удовлетворительному результату. Имеющиеся методики подбора взаимного положения деталей ненадежны, поскольку не учитывают реального рельефа сопрягаемых поверхностей, сборочных деформаций и многого другого. Поэтому в практике нередки случаи, когда сборка с применением существующих методов оптимизации относительного положения деталей роторного пакета дает неудовлетворительный результат (например, для балансировки собранного ротора требуется недопустимо большое количество балансировочных грузов), а при дальнейших переборках ротора экспериментально находят такое положение деталей, при котором заданные требования выполняются.

Таким образом, существующая технология сборки роторов ГТД имеет высокую трудоемкость и недостаточное качество, что объясняется несколькими причинами:

• с помощью классической теории размерных цепей невозможно определить заранее результат сборки, даже несмотря на то что в авиационном производстве на все ответственные детали ротора имеются паспорта с их действительными размерами. В результате приходится проводить многочисленные повторные сборки, изготавливать так называемые "ложные детали" и т.д;

• процесс сборки неуправляем;

• во многих случаях нельзя четко и научно обоснованно сформулировать требования к тем параметрам, которые можно контролировать при сборке;

• достигнутое при сборке состояние ротора в процессе эксплуатации неустойчиво.

Последовательность расчета пространственного положения деталей при виртуальной сборке следующая:

– определяют положение всех деталей ротора в ортогональной сборочной системе координат, в качестве которой принята система координат O_1,X_1,Y_1,Z_1 первой по порядку сборки детали (рис. 4);

– находят положение оси вращения собранного ротора в сборочной системе координат. Для этого составляют уравнение прямой, проходящей через две точки, лежащие в центрах посадочных поверхностей под опоры ротора. Поскольку последними являются подшипники качения, эти точки лежат на осях цилиндрических поверхностей, являющихся основными конструкторскими базами, на одинаковом удалении от торцев подшипников;

– выявляют эксцентриситеты центров масс деталей относительно оси вращения ротора и дисбалансы, характеризующие качество сборки роторного пакета.

При расчете размерной цепи ротора использованы:

– собственные координатные системы деталей O_i,X_i,Y_i,Z_i;

– сборочная система координат ротора O_1,X_1,Y_1,Z_1;

– собственная вращающаяся система координат ротора O,X,Y,Z.

В общем случае оси всех деталей не совпадают, не пересекаются и не параллельны ни оси вращения ротора, ни друг другу, поскольку в роторах смешанного типа отсутствует центральный вал, и детали роторного пакета последовательно базируются друг к другу. Ось вращения ротора появляется только после полного завершения сборки, когда окончательно занимают свои места основные базирующие поверхности под подшипники. Поэтому процесс сборки следует рассматривать как последовательное формирование оси вращения ротора путем присоединения системы координат каждой последующей детали к ортогональной системе координат предыдущей детали.

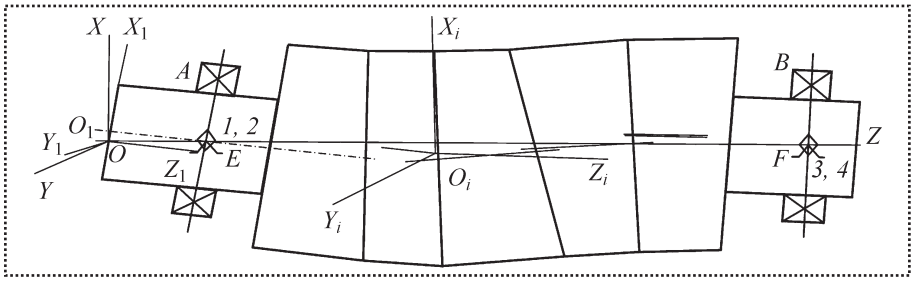


Рис. 4. Системы координат ротора

Собственная система координат ротора – ортогональная координатная система, ось *OZ* которой совпадает с осью его вращения, а оси *OX* и *OY* жестко связаны с его основной базирующей деталью. Ось вращения собранного ротора проходит через точки *E* и *F* (см. рис. 4), расположенные на осях посадочных поверхностей под подшипники на одинаковых расстояниях от торцев их внутренних колец. Виртуальная сборка ротора начинается слева, с первой его детали, поэтому основные базы каждой детали находятся на левом торце, а вспомогательные – на правом.

Созданные математические модели реализованы в программе "Sborka", предназначенной для определения оптимальных относительных угловых расположений деталей ротора.

Для проверки сравнили результаты предлагаемой и традиционной технологий сборки.

Таблица 1

Сравнение вариантов расположения деталей роторного пакета

Показатели качества сборки	Вероятный (без компенсации)	Производственный	Расчетный
Суммарный технологический дисбаланс, г·см	203,6	78,0	43,3
Наибольший локальный дисбаланс, г·см	89,6	56,0	17,9
Наибольший локальный эксцентриситет, мм	0,236	0,165	0,084

Для ротора сначала рассчитали оптимальное относительное положение деталей, а затем – наиболее вероятный вариант расположения локальных дисбалансов и эксцентриситетов деталей ротора в случае сборки без применения методов компенсации погрешностей деталей. При расчете дисбалансов учитывали остаточные дисбалансы деталей и узлов (рабочих колес) ротора. Результаты выполненной работы представлены в табл. 1 и на рис. 5, 6.

График распределения эксцентриситетов деталей ротора показывает, что для оптимальных расчетного и производственного вариантов величины эксцентриситетов деталей очень близки (см. рис. 5). Однако если рассматривать совместно графики локальных эксцентриситетов и дисбалансов, то выясняется, что между этими вариантами существует принципиальная разница, поскольку при технологической сборке не учитываются ни величина, ни расположение векторов остаточных дисбалансов деталей.

Поэтому для деталей, имеющих значительные отклонения этих параметров от среднего уровня (в данном случае для крыльчатки, масса которой значительно больше, чем у других деталей ротора ГТД ТВД-1500), происходит скачок локального дисбаланса. Расчетная же

Рис. 5. Схема расположения локальных эксцентриситетов:
1 – оптимальный вариант (после расчета);
2 – производственный вариант (после технологической сборки);
3 – наиболее вероятный вариант при сборке без оптимизации положения деталей

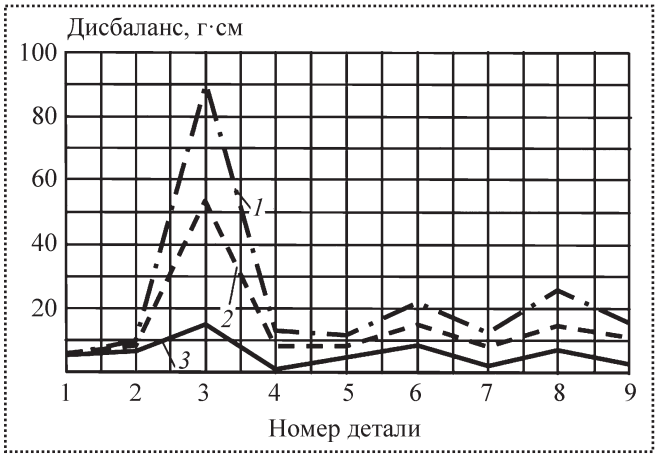


Рис. 6. Схема расположения локальных дисбалансов:
1 – наиболее вероятный вариант при сборке без оптимизации положения деталей;
2 – производственный вариант (после технологической сборки);
3 – оптимальный вариант (после расчета)

методика позволяет сократить этот скачок за счет уменьшения локального эксцентриситета именно данной детали. При этом некоторые из остальных деталей ротора могут иметь эксцентриситет несколько больше, чем в производственном варианте.

Ротор ГТД дискового типа получил достаточно широкое распространение. Его диски, на периферии которых закреплены рабочие лопатки, соединены с валом. Диски обладают большой прочностью и допускают на наружной поверхности большие окружные скорости (250–300 м/с), поэтому ступени дисковых роторов высоконапорные и применяются в ГТД с большими степенями повышения давления воздуха.

Крутящий момент к каждой ступени передается через вал, а от него к дискам – при помощи шлиц, трения и призонных болтов. Дисковые роторы обладают большой несущей способностью, диаметры турбины и компрессора хорошо согласуются, число лопаток на ступенях разное, оптимальное для данной ступени. Для предотвращения резонансных колебаний между ободьями дисков под лопатками направляющих аппаратов устанавливают кольцевые проставки – трактовые кольца, не участвующие в передаче крутящего момента.

Диски ротора центрируют по неразъемному центральному валу, поэтому несоосность всех деталей считается независимой, поскольку погрешность установки каждого из дисков номинально не зависит от погрешностей установки остальных деталей, а определяется только несоосностью установочной базы на валу относительно его шеек под подшипники и взаимной несоосностью сборочной и балансировочной баз диска. Однако это правило в действительности не выполняется, поскольку при силовом замыкании деталей вал деформируется из-за наличия погрешностей изготовления торцевых поверхностей сопрягаемых деталей.

Одно из главных преимуществ дискового ротора – наличие оси вращения (оси вала) до окончания полной сборки. Это дает возможность использовать метод последовательной ликвидации дисбаланса при сборке. К его недостаткам относятся малая изгибная и крутильная жесткость по сравнению с роторами других типов, склонность к возбуждению колебаний дисков. Кроме того, такой ротор сложен конструктивно и технологически.

Основные проблемы при сборке дисковых роторов связаны с достижением требуемой точности размеров по длине.

Типовой технологический процесс сборки дисковых роторов рассмотрим на примере ротора осевого компрессора высокого давления (КВД) авиационного двигателя Д-30 КУ (ОАО "НПО "Сатурн"), состоящего из 11 ступеней (рис. 7). Для обеспечения эксплуатационных свойств ротора (нераскрытия стыков деталей во время работы) диски находятся в сжатом состоянии (в осевом направлении), что достигается конструкцией ротора, опрессовкой пакета дисков и затяжкой гаек на концах центрального вала при сборке.

Перед сборкой ротора диски устанавливают на оправку и замеряют длину ротора по ступице *D*. После этого на диски поочередно напрессовывают с небольшим гарантированным натягом проставочные и промежуточные кольца. Затем на вал ротора последовательно попарно устанавливают, предварительно об-

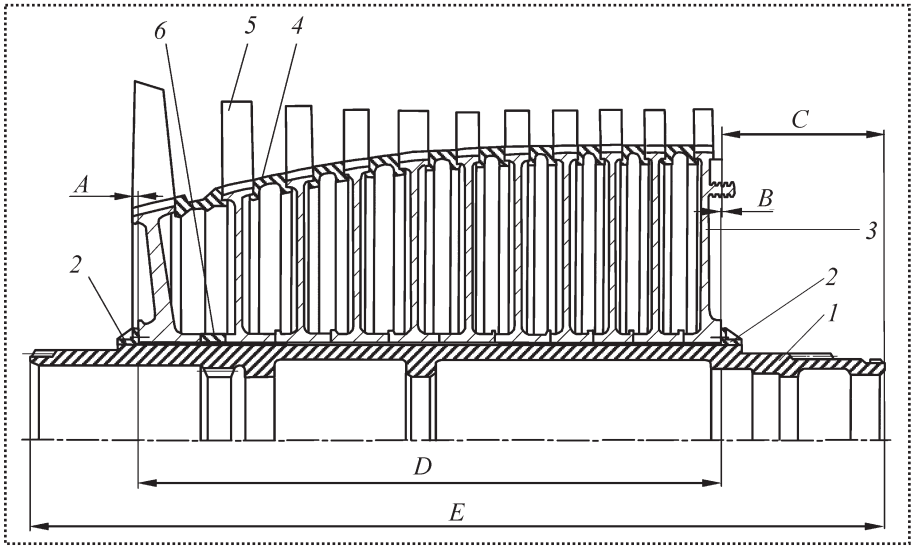


Рис. 7. Схема ротора КВД Д-30 КУ:
1 – вал; *2* – гайка; *3* – диск; *4* – проставка; *5* – лопатка; *6* – компенсирующее кольцо

жимают прессом (усилие 180–220 кН вдоль оси вала ротора) и балансируют по правой и левой сторонам рабочие колеса соответствующих ступеней. Величина остаточного дисбаланса не должна превышать 20 г·см для каждой плоскости коррекции, при невозможности ее достижения рабочие колеса разворачивают вокруг оси на некоторый угол.

После установки и обжатия в течение 5 мин с силой 300–350 кН крайних рабочих колес первой и 11-й ступеней затягивают две гайки на концах вала ротора (контролируемый момент затяжки 200–300 кгс·м). При этом происходит дополнительное осевое нагружение дисков и удлинение вала, после чего усилие пресса снимается, что приводит к возникновению упругих перемещений в системе диски – вал, при этом вал растягивается, а ступицы дисков удлиняются в осевом направлении. В конце концов система приходит в положение равновесия, в котором сила, создаваемая растянутым валом ротора, уравновешивается силами, возникающими в результате деформации дисков и колец.

Номинальное давление на торцах ступиц дисков при этом достигает 250 МПа, что составляет около 30 % пределов текучести для титанового сплава ВТ3-1 и стали 13Х12Н2ВМФШ, из которых изготовлены диски, а фактическое давление может значительно превышать предел текучести. Под действием таких высоких давлений происходит смятие и упругопластическая деформация вершин микронеровностей и волн на поверхностях контактирующих торцев, вследствие чего существенно изменяются размеры деталей и всего ротора.

Затем на собранном роторе измеряют:

– размер $A = 15^{+0,12}$ первого диска и его осевой прогиб при сборке $A^{+0,8}_{+0,55}$ (это значит, что первый диск деформируется в осевом направлении на 0,55...0,8 мм);

– осевой прогиб последнего (11-го) диска $B = 1,9 \pm 0,1$;

– размер $C = 183,5 \pm 0,3$ (его величина до сборки $185,2^{+0,3}$);

– уменьшение высоты ротора по ступице $D^{-0,6}_{-1,1}$ (т.е. величина осевой деформации ступичной части ротора 0,6...1,1 мм);

– длину вала $E = 1025^{+0,35}_{-0,1}$ и его вытяжку $F = 0,38...0,40$ (что при его длине до сборки $1025,5_{-0,4}$ составляет всего лишь 2,4 % поля рассеяния этого размера).

В случае, если полученные размеры выходят за пределы допусков, проводят регулировку путем замены компенсирующего кольца (для размеров *A* и *D*), пригонку протачиванием или шлифованием (для размеров *B* и *C*), регулировку гаек (для размеров *E* и *F*), обстукивание гаек алюминиевым молотком (для обеспечения заданных овальности и конусности посадочных шеек вала). Затем ротор балансируют по 1 и 11 ступеням, протачивают и шлифуют гребешки лабиринта и торцы лопаток и штифтуют гайки. После слесарной операции и промывки окончательно контролируют размеры по диаметру и длине, биения, отклонения

формы и дисбаланс (величина остаточного дисбаланса не должна превышать 150 г·см для обеих плоскостей коррекции, в противном случае необходима частичная разборка и разворот рабочих колес).

Требуемая точность размерных цепей для размеров *A* и *D* обеспечивается методом регулировки – установкой компенсирующего кольца (обычно между ступицами первого и второго или последнего и предпоследнего дисков), толщину которого подбирают по таблицам, составленным на основании обобщения предшествующего опыта сборки данных изделий (ГТД семейства Д-30 находятся в серийном производстве около 30 лет) и информации о действительных размерах собираемых деталей.

Например, для двигателя Д-30 КУ компенсирующие кольца изготавливают шести размерных групп с номиналами от 34 до 34,5 мм через 0,1 мм и допусками на высоту кольца в группе 0,05 мм. В том случае, если полученные размеры *A* и *D* не входят в границы допусков, ротор частично разбирают и заменяют компенсирующее кольцо.

Поскольку при сборке проводят обжатие ротора на прессе (при этом силы таковы, что номинальные напряжения на контактирующих поверхностях деталей могут достигать половины предела прочности их материалов), возникают значительные упругие объемные и упругопластические контактные деформации. Это приводит к изменению линейных размеров деталей, неопределенности осевого положения торцев ступиц и ободьев дисков относительно вала и, как следствие, к значительной погрешности сборки ротора в осевом направлении. В результате неопределенными становятся и величины зазоров между кромками лопаток ротора и направляющего аппарата, что вызывает существенное изменение эксплуатационных характеристик собранного ГТД.

Кроме того, в связи с наличием отклонений от перпендикулярности торцевых поверхностей дисков относительно их осей при сборке с опрессовкой вследствие появления пары сил возникают дополнительные изгибающие моменты, что может привести к изменению схемы базирования диска на валу, искривлению оси вала, появлению дисбаланса собранного из отбалансированных ступеней ротора, а также к неодинаковости величины осевого зазора между кромками лопаток ротора и направляющего аппарата в пределах одной ступени.

Поскольку эксплуатационные характеристики ГТД существенно зависят от точности сборки ротора в осевом направлении, то допуски на перечисленные выше размеры достаточно жесткие. Дальнейшее улучшение эксплуатационных характеристик ГТД связано с еще большим ужесточением этих допусков, что вызывает значительные трудности при изготовлении и сборке. Поэтому сложная задача обеспечения заданной высокой точности сборки в настоящее время решается методами регулировки (подбором компенсирующего кольца требуемой толщины) и пригонки (шлифование или протачивание поверхностей деталей после сборки). В том случае, если замыкающие звенья собранных размерных цепей не попадают в пределы заданных жестких допусков, ротор частично разбирают для замены компенсирующего кольца.

Вероятность последнего достаточно велика. Так, по данным ОАО "НПО "Сатурн" даже для хорошо освоенных в производстве серийных двигателей Д-30 КУ и Д-30 КП она составляет от 10 до 40 %, что значительно повышает трудоемкость сборки и ухудшает ее качество, так как диски устанавливают на вал по переходной посадке, точность которой при повторной сборке нарушается.

Стремление уменьшить вероятность трудоемкой повторной сборки и объем пригоночных работ приводит к ужесточению допусков на размеры деталей, завышению требований к качеству поверхностей (шероховатости, волнистости, отклонениям формы и расположения) контактирующих торцев, влияющих на осевое положение деталей, но не на их эксплуатационные свойства. Это ведет к значи-

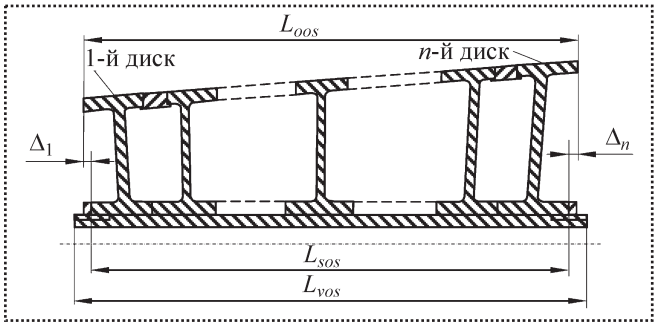


Рис. 8. Контролируемые размеры дискового ротора

тельному увеличению трудоемкости и себестоимости механической обработки деталей ротора (например, из-за необходимости дополнительной выверки заготовки после установки ее в станочное приспособление). Кроме того, это вынуждает конструктора при проектировании ГТД увеличивать жесткость деталей.

При сборке роторов ГТД дискового типа обычно контролируют следующие размеры (рис. 8):

– L_{oos} и L_{sos} – длину ротора в осевом направлении по ободу и ступице;

– L_{vos} – длину вала в осевом направлении;

– расстояния между наружными по отношению к ротору торцами обода и ступицы в направлении оси вала для первого Δ_1 и последнего n-го Δ_n дисков.

В ходе расчета определяют:

• осевые перемещения и силы в системе диски – вал при опрессовке роторного пакета после установки на вал дисков. Поскольку система статически неопределимая, первоначально принимают ряд ограничений. Отдельно рассматривают роторы с четным и нечетным количеством дисков;

• осевые силы, под действием которых после выборки осевых зазоров начинаются линейные и контактные деформации деталей ротора. Величины осевых сил, действующих на каждую деталь, находят из рассмотрения равновесия ступиц и ободьев отдельных дисков;

• контактные деформации в системе диски – вал по известным теоретическим формулам Э.В. Рыжова, А.Г. Суслова и др.;

• суммарные осевые деформации деталей ротора с целью уточнения первоначально принятой модели с учетом деформаций деталей;

• деформации в роторном пакете после снятия силы пресса, когда в системе диски – вал начинаются упругие деформации и в результате она приходит в новое положение равновесия – сила, создаваемая дополнительно растянутым после снятия силы пресса валом, уравновешивается силами на наружных торцах ступицы. Ротор принимает свои окончательные размеры;

• размеры ротора после сборки.

С помощью полученных зависимостей находят деформации всех деталей ротора на всех этапах сборки, что позволяет определить и все размеры собранного ротора. Уравнения сборочных размерных цепей можно записать в следующем виде:

длина вала ротора после сборки

$$L_{vos} = l_{vos} + \Delta l^{*}_{vos} + \Delta l^{**}_{vos} \qquad (3)$$

или

$$L_{vos} = l_{vos} + \sum_{i=1}^{n} \frac{P_{sos}(i)}{j_{vos}(i)} + \frac{P_{np}}{j_{sos} + j_{vos}}; \qquad (4)$$

длина ротора по ступице после сборки

$$L_{sos} = \sum_{i=1}^{n} l_{sos}(i) - D^{*}_{sos} + D^{**}_{sos} \qquad (5)$$

или

$$\begin{aligned} L_{sos} &= \sum_{i=1}^{n} l_{sos}(i) - \sum_{i=1}^{n-1} [C_1(i,\ i+1) \times \\ &\times P^{1/\nu}_{sos}(i,\ i+1) + C_2(i,\ i+1) P^{1/2\nu}_{sos}(i,\ i+1)] - \\ &- \sum_{i=1}^{m} \left[\frac{P_{sos}(i-1,\ i)}{j_{sos}(i-1,\ i)} + \frac{P_{sos}(i,\ i+1)}{j_{sos}(i,\ i+1)} \right] + \\ &+ \sum_{i=1}^{n-1} [C_2(i,\ i+1) P^{1/2\nu\ **}_{sos}(i,\ i+1)] + \\ &+ \sum_{i=1}^{m} \left[\frac{P^{**}_{sos}(i-1,\ i)}{j_{sos}(i-1,i)} + \frac{P^{**}_{sos}(i,\ i+1)}{j_{sos}(i,\ i+1)} \right], \end{aligned} \qquad (6)$$

длина ротора по ободу после сборки

$$L_{oos} = \sum_{i=1}^{m} l_{oos}(i) - D^{*}_{oos} + D^{**}_{oos} \qquad (7)$$

или

$$\begin{aligned} L_{oos} &= \sum_{i=1}^{m} l_{oos}(i) - \sum_{i=1}^{k-1}[C_1(i,\ i+1)P^{1/\nu}_{oos}(i,\ i+1) + \\ &+ C_2(i,\ i+1)P^{1/2\nu}_{oos}(i,\ i+1)] - \\ &- \sum_{i=1}^{u}\left[\frac{P_{oos}(i-1,\ i)}{j_{oos}(i-1,\ i)} + \frac{P_{oos}(i,\ i+1)}{j_{oos}(i,\ i+1)}\right] + \\ &+ \sum_{i=1}^{k-1}[C_2(i,\ i+1)P^{1/2\nu\ **}_{oos}(i,\ i+1)] + \\ &+ \sum_{i=1}^{u}\left[\frac{P^{**}_{oos}(i-1,\ i)}{j_{oos}(i-1,\ i)} + \frac{P^{**}_{oos}(i,\ i+1)}{j_{oos}(i,\ i+1)}\right], \end{aligned} \qquad (8)$$

расстояния между наружными по отношению к ротору торцами обода и ступицы в направлении оси вала для первого и последнего дисков

$$\begin{aligned} \Delta_1 = \Delta^{**}_1 &= \Delta^0_1 + def_{dos}(1) + \frac{1}{2}(D^{*}_{sos} - D^{*}_{oos}) - \\ &- \frac{1}{2}(D^{**}_{sos} - D^{**}_{oos}); \end{aligned} \qquad (9)$$

$$\begin{aligned} \Delta_n = \Delta^{**}_n &= \Delta^0_n + def_{dos}(n) + \frac{1}{2}(D^{*}_{sos} - D^{*}_{oos}) - \\ &- \frac{1}{2}(D^{**}_{sos} - D^{**}_{oos}) \end{aligned} \qquad (10)$$

или

$$\begin{aligned} \Delta_1 = \Delta^{**}_1 &= \Delta^0_1 + def_{dos}(1) + \\ &+ \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n-1}\left[\begin{matrix} C_1(i,\ i+1)P^{1/\nu}_{sos}(i,\ i+1) + \\ + C_2(i,\ i+1)P^{1/2\nu}_{sos}(i,\ i+1) \end{matrix}\right] + \\ &+ \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{m}\left[\frac{P_{sos}(i-1,\ i)}{j_{sos}(i-1,\ i)} + \frac{P_{sos}(i,\ i+1)}{j_{sos}(i,\ i+1)}\right] - \\ &- \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n-1}[C_2(i,\ i+1)P^{1/2\nu\ **}_{soc}(i,\ i+1)] - \\ &- \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{m}\left[\frac{P^{**}_{sos}(i-1,\ i)}{j_{sos}(i-1,\ i)} + \frac{P^{**}_{sos}(i,\ i+1)}{j_{sos}(i,\ i+1)}\right]; \end{aligned} \qquad (11)$$

$$\begin{aligned} \Delta_n = \Delta^{**}_n &= \Delta^0_n + def_{dos}(n) + \\ &+ \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n-1}\left[\begin{matrix} C_1(i,\ i+1)P^{1/\nu}_{sos}(i,\ i+1) + \\ + C_2(i,\ i+1)P^{1/2\nu}_{sos}(i,\ i+1) \end{matrix}\right] + \\ &+ \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{m}\left[\frac{P_{sos}(i-1,\ i)}{j_{sos}(i-1,\ i)} + \frac{P_{sos}(i,\ i+1)}{j_{sos}(i,\ i+1)}\right] - \\ &- \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{n-1}[C_2(i,\ i+1)P^{1/2\nu\ **}_{soc}(i,\ i+1)] - \\ &- \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{m}\left[\frac{P^{**}_{sos}(i-1,\ i)}{j_{sos}(i-1,\ i)} + \frac{P^{**}_{sos}(i,\ i+1)}{j_{sos}(i,\ i+1)}\right], \end{aligned} \qquad (12)$$

где l_{vos} – длина вала до сборки;

$l_{sos}(i)$ – длина ступицы i-го диска в свободном состоянии;

$l_{oos}(i)$ – длина i-й детали ротора по ободу в свободном состоянии;

L_{oos} и L_{sos} – длина ротора в осевом направлении по ободу и ступице;

L_{vos} – длина вала в осевом направлении; Δ_1 и Δ_n – расстояния между наружными по отношению к телу ротора торцами обода и ступицы в направлении оси вала для первого и последнего n-го дисков;

Δ^0_1 и Δ^0_n – расстояния между наружными по отношению к ротору торцами обода и ступицы в направлении оси вала для первого и последнего дисков в исходном состоянии (до опрессовки);

D_{sos}, D_{oos} – общая деформация поверхностей ступицы и обода ротора в осевом направлении;

$j_{dos}(i)$ – осевая жесткость i-го диска;

$def_{dos}(i)$ – осевой прогиб i-го диска;

$P_{sos}(i,\ i+1)$ и $P_{oos}(i,\ i+1)$ – осевые силы, нагружающие стык между i-й и $(i+1)$-й деталями на ступице и ободе;

$C_1(i,\ i+1)$, $C_2(i,\ i+1)$ – постоянные для каждого конкретного стыка коэффициенты, зависящие от параметров состояния контактирующих поверхностей;

m – число деталей в ступичной части ротора;

$j_{sos}(i-1,i)$ – средняя осевая жесткость части ступицы i-го диска, расположенной между левым торцем и плоскостью S, проходящей пер-

пендикулярно оси через середину диафрагмы диска в месте ее соединения со ступицей;

$j_{sos}(i, i + 1)$ – средняя осевая жесткость части ступицы i-го диска, расположенной между плоскостью S и правым торцем ступицы диска;

j_{sos} и j_{vos} – приведенная осевая жесткость ступицы и вала;

$P_{sos}(i - 1, i)$ и $P_{sos}(i, i + 1)$ – осевые силы в стыках между $(i - 1)$-м и i-м, i-м и $(i - 1)$-м дисками;

ν – параметр степенной аппроксимации начального участка опорной кривой шероховатости.

Величины с индексом * определяются для этапа предварительного обжатия на прессе собранного ротора, с индексом ** – когда сила пресса снята.

Использование данной методики позволяет моделировать на ЭВМ результат сборки ротора до ее физического осуществления и тем самым свести к нулю вероятность частичной разборки собранного ротора для замены компенсирующего кольца. Виртуальность процесса позволяет решить задачу обеспечения точности сборки методом направленного перебора нескольких вариантов комплектации собираемого ротора и исключить вероятность переборки при выполнении сборки в производственных условиях.

Порядок работы с предложенной методикой следующий. Для предварительно скомплектованного ротора рассчитывают нежесткие сборочные размерные цепи, при этом первоначально задаются размером компенсирующего кольца. Параметры собираемых деталей (их действительные размеры, параметры состояния поверхностного слоя, свойства материалов и пр.) берут из паспортных или справочных материалов.

Если полученные после расчета величины контролируемых размеров ротора входят в заданные на них допуски, то выбранное компенсирующее кольцо обеспечивает требования к точности сборки ротора и можно проводить сборку. В противном случае необходимо изменять размер компенсирующего кольца и, если позволяет конструкция, место его расположения в роторе и повторять расчет до получения положительного результата.

Контроль геометрических параметров деталей и качества сборки ротора

Для практического использования полученных математических моделей перед виртуальной сборкой необходимо контролировать величины осевых и радиальных биений основных и вспомогательных базирующих поверхностей относительно собственных систем координат для каждой детали роторного пакета.

Геометрические параметры деталей можно контролировать несколькими способами с применением:

– существующего контрольного оборудования и оснастки, например, известных приспособлений с механическими индикаторами часового типа. Такой способ прост, не требует дополнительного оборудования и оснастки (поскольку в настоящее время такие приспособления в обязательном порядке применяются в производстве), дешев, однако достаточно трудоемок, поскольку необходимо вручную заполнять технологические документы (например, контрольные карты) и также вручную вводить полученную информацию в базу данных ЭВМ;

– универсальной автоматической координатно-измерительной машины, оснащенной компьютером, который может представлять результаты контроля в виде файла, легко вводимого в базу данных, используемую в программе расчета оптимального относительного расположения деталей ротора. Такая техника наиболее производительна, удобна, обеспечивает очень высокую точность (до 0,2–0,5 мкм), однако стоимость ее составляет от нескольких десятков до нескольких сотен тысяч долларов США, что делает ее практически непригодной для серийного производства в России;

– универсального контрольно-измерительного комплекса, оснащенного персональным компьютером (рис. 9, 10).

Контролируемую деталь устанавливают в самоцентрирующее приспособление (см. рис. 9). Схемы базирования детали в приспособлении и готовом изделии совпадают. Уста-

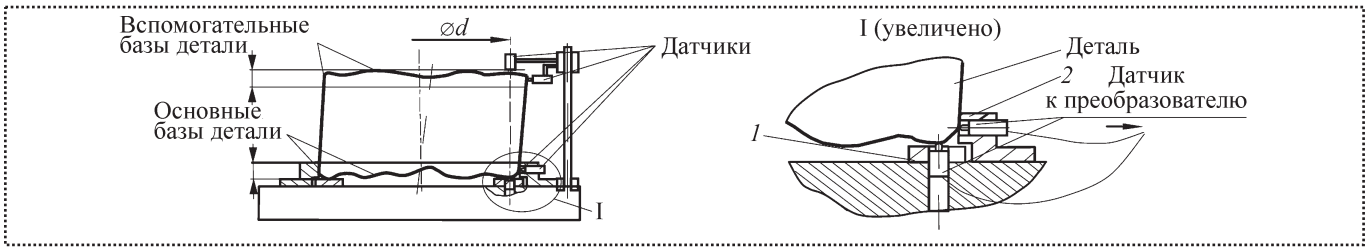


Рис. 9. Принципиальная схема контрольного приспособления

новочная база (три опорных точки на торце детали) реализуется за счет того, что опорная поверхность на нижнем опорном кольце *1* имеет монолитную конструкцию и изготовлена с высокой точностью. Это обеспечивает определенность базирования и непрерывность контакта при вращении детали.

Между цилиндрическими поверхностями контролируемой детали и кольца *2* приспособления также монолитной конструкции есть небольшой зазор, что обеспечивает двойную опорную базу на этой поверхности и позволяет компенсировать влияние геометрических отклонений в точках контакта на результат измерения.

Для повышения точности измерения датчики перемещения устанавливают в средние положения (диаметр *d* и расстояние *l* от торца, где *l* – глубина захода цилиндрической поверхности в охватывающую поверхность сопряженной детали при сборке) относительно контролируемых поверхностей. Контролируемая деталь *1* вращается (см. рис. 10), сигналы с датчиков углового положения *2* и перемещения *3* преобразуются в электрические сигналы измерительным преобразователем *4* и через аналогово-цифровой преобразователь *5* и интерфейс *6* поступают в компьютер *7*. Компьютер создает базу данных по величинам радиальных и осевых биений основных и вспомогательных поверхностей для каждой из контролируемых деталей. Для переналадки приспособления необходимо заменить его опорные элементы и поднастроить датчики перемещения.

Такой комплекс достаточно прост и почти полностью может быть скомплектован из готовых, имеющихся в продаже узлов и блоков: индуктивных датчиков с их измерительными системами, аналогово-цифровых преобразователей, интерфейсов, ЭВМ и существующих механических контрольных приспособлений. Поскольку ЭВМ в данном случае не проводит объемных и сложных вычислений, требования к ней могут быть весьма невысокими.

На одном комплексе можно контролировать все детали роторного пакета (контрольное приспособление должно иметь для этого сменные установочные элементы), поэтому стоимость вполне приемлема и быстро окупится за счет значительного сокращения времени контроля и обработки информации. Полученная информация о геометрических параметрах деталей хранится в памяти компьютера неограниченное время и при необходимости может быть распечатана.

Технология виртуальной сборки также позволяет проводить компьютерное моделирование и теоретическое исследование влияния параметров качества изготовления деталей, технологических условий сборки и пр. на качество сборки ротора ГТД, решать другие подобные вопросы.

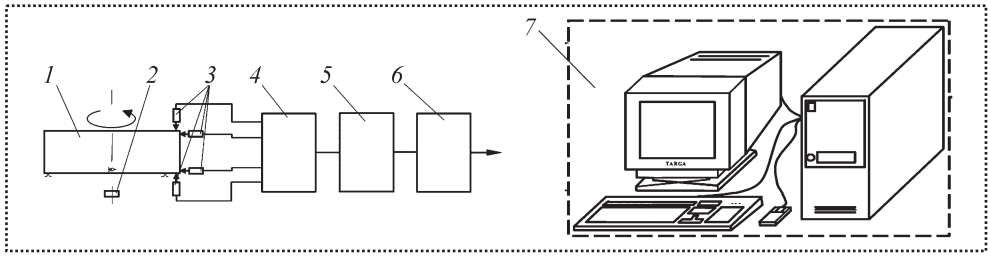


Рис. 10. Принципиальная схема контрольно-измерительного комплекса

УДК 621.753.3

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

Вероятностное моделирование механизма сопряжения рабочих элементов силовых многозвенных механизмов в результате выполнения операции сборки

Построена математическая модель образования погрешностей многозвенного соединения, формирующихся в результате сборки, с учетом действия множества случайных и неслучайных факторов. Показаны параметры распределения зазоров между рабочими элементами звеньев соединения. Предложены зависимости для определения этих параметров, начиная от звена, в котором зазор минимален, и кончая звеном с максимальным зазором. Получено выражение для определения параметров распределения суммы зазоров в соединении, исходя из условия, что элементы деталей контактирующих поверхностей в одном из звеньев находятся в начальном контакте (без образования упругих деформаций), которая может служить одним из показателей точности соединения. Данная модель может быть использована для построения соответствующих моделей конкретных устройств, в частности, винтовых передач.

The mathematical model of formation of errors of the iterative mechanism which is turning out as a result of assemblage, taking into account action of casual and not casual factors is constructed. Parameters of distribution of backlashes between working elements of links are shown. Dependences for definition of parameters of distribution of backlashes in each link from the minimum backlash to the maximum backlash are offered. Expression for definition of parameters of distribution of values of the sum of backlashes in connection proceeding from a condition is received that elements of details of contacting surfaces in one of links are in initial contact (without elastic deformations). The received model can be used for construction of models of screw gears.

Ключевые слова: параметр, сборка, звено, механизм, вероятность, зазор, закон, распределение, функция, модель.

Keywords: parameter, assemblage, a link, the mechanism, probability, a backlash, the law, distribution, function, model.

В результате выполнения операции сборки любого механизма даже в строго регламентированных условиях возникает очень широкий разброс значений замыкающих звеньев, предусмотренных конструктором. Это приводит к значительному разбросу величин эксплуатационных параметров механизма, что крайне нежелательно при их использовании в ответственных механических системах. Поэтому крайне важно иметь достоверную математическую модель собранного механизма, с тем чтобы получить четкую картину взаимодействий его рабочих элементов и возможность управлять процессом формирования его эксплуатационных параметров.

Очень часто в качестве замыкающих звеньев в сборочных размерных цепях выступают зазоры, наличие которых является непременным условием работоспособности механизмов. Покажем математически закономерности формирования и параметры рабочих зазоров при сборке обобщенного многозвенного механизма. Ранее полученные нами выражения (26) и (27) [1] позволяют найти распределение размеров деталей *1* и *2*, показанных на рисунке, с учетом равной вероятности участия их рабочих элементов в общем соединении.

Эти же зависимости можно использовать, если в соединении будет участвовать не вся рабочая поверхность детали, а только ее часть. В этом случае за начало отсчета рабочих элементов следует использовать элементы, начиная с имеющего порядковый номер λ_{min} и кончая элементом с порядковым номером λ_{max}:

$$\lambda_{min} = \frac{-(S-1{,}5e)+\sqrt{(S-1{,}5e)^2+2e(S-e+x_1)}}{e};$$

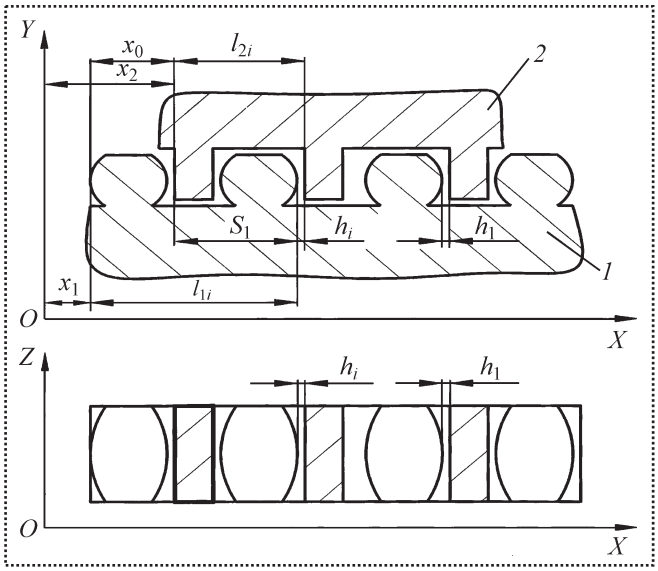


Схема взаимодействия деталей многозвенного механизма

$$\lambda_{max} = \lambda_{min} + k,$$

где x_1 – координата начала расположения рассматриваемых рабочих элементов детали;

S – шаг расположения рабочих элементов;

e – систематическая погрешность шага;

k – число рассматриваемых рабочих элементов детали.

Зная плотности вероятностей распределения линейных размеров рабочих элементов отдельных деталей [1, (22), (26)], распределение размеров партии деталей [1, (30)], а также параметры этих распределений [1, (23), (27), (31)], можно найти величину зазоров (в ненагруженном состоянии) или натягов (под нагрузкой) между соответствующими точками их рабочих поверхностей.

Взяв, например, за начало координат первый виток более протяженной детали *1*, получим

$$h = x_0 + l_2 - l_1.$$

Раскрывая значения l_1 и l_2, после преобразования найдем

$$h_i = x_0 + 0{,}5(\nu-1)^2(e_2 - e_1) + (\nu-1)\times \\ \times[S_2 - S_1 - 0{,}5e_2 - 0{,}5(2\lambda-3)e_1] - \\ - (\lambda-1)[S_1 + 0{,}5(\lambda-2)e_1] + \xi, \quad (1)$$

где ν – порядковый номер звеньев ($1 \le \nu \le k$);

S_1 и S_2 – шаг рабочих элементов первой и второй деталей;

e_1 и e_2 – систематическая погрешность их шага;

ξ – случайная погрешность зазора, равная сумме случайных погрешностей шагов первой и второй деталей.

В выражении (1) величина

$$x_0 - (\lambda-1)[S_1 + 0{,}5(\lambda-2)e_1] = h_\lambda \quad (2)$$

представляет собой зазор в первом звене, соответствующем рабочему элементу λ первой (с наибольшим числом элементов) детали. С учетом (2) после преобразования выражение (1) примет вид:

$$h_i = 0{,}5(\nu-1)^2(e_2 - e_1) + (\nu-1)[S_2 - S_1 - 0{,}5e_2 + \\ + 1{,}5e_1] - (\nu-1)\lambda e_1 + h_\lambda + \xi. \quad (3)$$

Как видно, случайная величина зазора в произвольном ν-м звене является случайной функцией переменных ν, λ и ξ. Две из них (ν и λ) – дискретные, а ξ – непрерывная. Все эти случайные величины независимы, так как условный закон распределения каждой из них не зависит от того, какое значение приняли другие величины.

Для функции нескольких случайных величин удобнее искать не плотность распределения, а его функцию. Найдем сначала функцию распределения дискретных величин ν и λ. Обозначим

$$h_{\nu д} = a(\nu-1)^2 + b(\nu-1) - (\nu-1)\lambda e_1 + h_\lambda, \quad (4)$$

где

$$a = 0{,}5(e_1 - e_2);\ b = S_1 - S_2 - 0{,}5e_2 + 1{,}5e_1. \quad (5)$$

Функция распределения величины $h_{\nu д}$

$$F(h_д) = \sum_{\lambda=1}^{k_1-k} \sum_{i=1}^{x} f(\nu) f(\lambda), \quad (6)$$

где

$$x=\frac{-(b-\lambda e_1)+\sqrt{(b-\lambda e_1)^2-4a(h_\lambda-h_{\nu д})}}{2a}; \quad (7)$$

$f(\nu)=\frac{1}{k-1}$; $f(\lambda)=\frac{1}{k_1-k}$ – плотности вероятностей. (8)

Подставляя (7) и (8) в (6), найдем:

$$F(h_д)=\sum_{\lambda=1}^{k_1-k}\frac{-(b-\lambda e_1)+\sqrt{(b-\lambda e_1)^2-4a(h_\lambda-h_{\nu д})}}{2a}. \quad (9)$$

Дифференцируя равенство (9), определим плотность вероятностей случайной величины $h_{iд}$:

$$f(h_д)=\frac{1}{(k-1)(k_1-k)}\times \times\sum_{\lambda=1}^{k_1-k}\frac{1}{\sqrt{(b-\lambda e_1)^2-4a(h_\lambda-h_{\nu д})}}. \quad (10)$$

Выражение (10) очень сложно в вычислении. При фиксированном значении λ получим

$$f(h_д)=\frac{1}{(k-1)}\frac{1}{\sqrt{(b-\lambda e_1)^2-4a(h_\lambda-h_{\nu д})}}. \quad (11)$$

Выражение (11) с практической точки зрения имеет большее значение, чем (10), так как позволяет находить наиболее неблагоприятные условия контакта рабочих элементов деталей.

Подставим в (11) значение $(h_\lambda - h_{\nu д})$ из (4):

$$f(h_д)=\frac{1}{(k-1)}\times \times\frac{1}{\sqrt{(b-\lambda e_1)^2+4a[a(\nu-1)^2+(b-\lambda e_1)(\nu-1)]}}, \quad (12)$$

где

$$(\nu-1)=\frac{-(b-\lambda e_1)+\sqrt{(b-\lambda e_1)^2-4a(h_\lambda-h_{\nu д})}}{2a}, \quad (13)$$

а значение $(\nu - 1)$ округляют до целого.

Математическое ожидание и дисперсия случайной величины $h_{\nu д}$ соответственно равны:

$$h_{д0}=\frac{1}{(k-1)}\times \times\sum_{i=1}^{k}\frac{a(\nu-1)^2+(b-\lambda e_1)(\nu-1)+h_\lambda}{\sqrt{(b-\lambda e_1)^2+4a[a(\nu-1)^2+(b-\lambda e_1)(\nu-1)]}}; \quad (14)$$

$$\sigma_д^2=\frac{1}{(k-1)}\times \times\sum_{i=1}^{k}\frac{[a(\nu-1)^2+(b-\lambda e_1)(\nu-1)+h_\lambda]^2}{\sqrt{(b-\lambda e_1)^2+4a[a(\nu-1)^2+(b-\lambda e_1)(\nu-1)]}}-h_{\nu д}^2. \quad (15)$$

При необходимости, воспользовавшись выражением (10), аналогично можно найти математическое ожидание и дисперсию случайной величины зазора $h_{\nu д}$ при случайном λ.

Как видно, в выражении (15) в числе участвующих в рассмотрении элементов детали *1* принято *k* элементов второй детали, так как только эти элементы при постоянной x_0 участвуют в образовании звеньев.

Так как случайная величина зазора между смежными рабочими элементами деталей *1* и *2* определяется суммой двух случайных величин:

$$h_\nu=h_{\nu д}+\xi,$$

то плотность вероятностей распределения случайной величины *h*

$$f(h)=\int_{-\infty}^{\infty}f(\xi)f_д(h-\xi)d\xi, \quad (16)$$

где $f_д(h-\xi)$ – плотность вероятностей (12) при $h_{\nu д} = h_\nu - \xi$;

$f(\xi)$ – плотность вероятностей суммы нормально распределенных случайных величин ξ_1 и ξ_2:

$$f(\xi)=\frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_\xi}\exp\left[-\frac{\xi^2}{2\sigma_\xi^2}\right], \quad (17)$$

с нулевым математическим ожиданием и дисперсией

$$\sigma_{\xi}^2 = \sigma_{\xi_1}^2 + \sigma_{\xi_2}^2.$$

Подставляя в выражение (15) равенства (11) и (17), получим:

$$f(h) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\xi}(k-1)} \times \int_{h-h_{д\max}}^{h} \frac{\exp(-\xi^2/2\sigma_{\xi}^2)d\xi}{\sqrt{(b-\lambda e_1)^2 - 4a(h_{\lambda} - h + \xi)}}. \quad (18)$$

В выражении (18)

$$h_{д\max} = a(k-1)^2 + (b-\lambda e_1)(k-1) + h_{\lambda}.$$

Обозначим $t = \xi/\sigma_{\xi}$, откуда

$$\xi = \sigma_{\xi} t;\ d\xi = \sigma_{\xi} dt.$$

Тогда равенство (18) примет вид:

$$f(h) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}(k-1)} \times \int_{-\frac{h-h_{д\max}}{\sigma_{\xi}}}^{\frac{h}{\sigma_{\xi}}} \frac{\exp(-t^2/2)dt}{\sqrt{(b-\lambda e_1)^2 - 4a(h_{\lambda} - h + \sigma_{\xi} t)}}. \quad (19)$$

Так как случайные величины $h_д$ и ξ независимые, то математическое ожидание и дисперсия случайной величины зазора h равны:

$$h_0 = h_{д0};\quad \sigma_h^2 = \sigma_{h_д}^2 + \sigma_{\xi_1}^2 + \sigma_{\xi_2}^2, \quad (20)$$

где $h_{д0}$ и $\sigma_{hд}$ находим из (14) и (15).

Во многих случаях на практике сложный закон распределения (4) можно аппроксимировать нормальным законом:

$$f(h) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_h} \exp\left[-\frac{(h-h_0)^2}{2\sigma_h^2}\right], \quad (21)$$

где h_0 и σ_h определяют по формулам (20).

Выражение (21) является точным при фиксированном значении λ и конкретном значении ν. В этом случае для каждого звена все параметры зазора постоянны кроме случайной погрешности шага ξ.

Нами рассмотрен вариант формирования зазоров в звеньях соединения, при котором шаг *S* первого элемента деталей *1* и *2* и величина *e* систематической погрешности их шага – постоянные величины. Однако при рассмотрении точности изготовления партии соединений эти величины следует считать случайными. Используя выражение (19), можно найти параметры распределения величин зазоров между различными звеньями соединения и для этих условий.

Выполненные исследования позволили построить математическую модель образования погрешностей многозвенного соединения, формирующихся в результате сборки, с учетом действия множества случайных и неслучайных факторов. Показаны параметры распределения зазоров между рабочими элементами звеньев соединения и что их можно расположить в порядке возрастания (убывания) их величины. Предложены зависимости для определения параметров распределения зазоров в каждом звене, начиная от того, в котором зазор минимален, и кончая звеном с максимальным зазором.

Данная модель может быть использована для построения моделей конкретных устройств, в частности, винтовых передач.

Библиографический список

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

УДК 519.85

Ю.Н. Матросова, *канд. техн. наук,* **П.А. Андреев**
(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярёва)
E-mail: mjn78@mail.ru, btk.pav@mail.ru

Программное обеспечение для автоматизированного проектирования дискового зуборезного долбяка

Разработано программное обеспечение для автоматизированного расчета конструктивных параметров и построения моделей и чертежей дисковых долбяков.

Developed software for automated calculation of design parameters and construction models and drawings of disk gear shaping cutter.

Ключевые слова: заготовка, дисковый зуборезный долбяк, зубчатое колесо.

Keywords: half-finished product, disk gear shaping cutter, cogwheel.

В настоящее время в современном машиностроении наиболее остро стоит задача автоматизации процесса проектирования и изготовления не только сборочных устройств и изделий, но и технологической оснастки и инструмента, в том числе зуборезных долбяков. Использование ЭВМ предоставляет большие возможности на всех этапах создания последних, начиная от расчета конструктивных и геометрических параметров и заканчивая автоматизированным проектированием.

Зацепление долбяка с зубчатым колесом [1] в процессе нарезания аналогично зацеплению корригированной зубчатой передачи. Каждое торцовое сечение долбяка можно рассматривать как корригированное зубчатое колесо, имеющее положительную или отрицательную коррекцию. При различной степени сточенности долбяк имеет разные коэффициенты смещения исходного контура.

Торцовое сечение долбяка, которое при зацеплении с нарезаемым колесом образует нулевую передачу, называется исходным. Для стандартного долбяка оно образует при зацеплении с некорригированным колесом нулевую передачу, причем начальная окружность совпадает в этом случае с делительной. Расстояние от передней поверхности нового долбяка до исходного сечения считается положительным исходным расстоянием, или положительным смещением исходного сечения, а от торцового сечения предельно изношенного долбяка до исходного сечения – отрицательным исходным расстоянием или отрицательным смещением исходного сечения.

Правильно найденные исходные расстояния должны удовлетворять двум условиям: достижению максимально возможного срока службы долбяка и обеспечению правильности нарезания зубьев колеса по их общей высоте и по высоте их активной части при любой степени изношенности долбяка.

Расстояние от передней поверхности нового долбяка до торцового сечения предельно изношенного долбяка определяет стачивание долбяка при его эксплуатации, которое отличается от его высоты на величину, вычисляемую из условия прочности зуба долбяка в завершающий период его работы.

Максимальная величина изнашивания долбяка определяется суммой положительного и отрицательного исходных расстояний. Основные задачи при нахождении максимальных исходных расстояний сводятся к правильному учету всех лимитирующих факторов. Положение режущих кромок долбяка определяется передним и задним углами.

Расчет долбяка состоит из следующих этапов: задание исходных параметров зубчатого зацепления (модуль, делительные диаметры колес, профильный угол и др.) и долбяка (число зубьев и боковые задние углы), вычисление исходных расстояний по лимитирующим факторам и выбор рабочей высоты долбяка, нахождение заднего угла долбяка по верху и других конструктивных элементов.

Долбяк, рассчитанный по предлагаемому методу, будет обеспечивать идентичные размеры нарезаемых зубьев колеса в течение всего срока службы. При этом полностью исключается опасность подреза ножки или неполной обработки головки зубьев колеса изношенным долбяком и образования чрезмерной переходной кривой при нарезании новым долбяком, причем в конечном итоге расчета оптимальные параметры долбяка находятся автоматически, если соблюдена последовательность хода вычислений.

Рис. 1. Структурная схема работы программы

Исходные параметры долбяка в основном определяют с учетом данных зубодолбежного станка. Число зубьев находят по номинальному делительному диаметру, допускаемому паспортными данными станка.

Для автоматизации процесса проектирования долбяка была разработана программа, структурная схема работы которой представлена на рис. 1.

Программное обеспечение [2] разработано в среде Borland Delphi с использованием инструментальных средств 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.

Разработанная программа позволяет в автоматическом режиме рассчитывать конструктивные и геометрические параметры и проектировать прямозубые и косозубые долбяки. Главное окно программы содержит вкладки, в которых приведена теоретическая справка о видах долбяков, их исходных сечениях и представлены фотографии этого инструмента.

Расчет инструмента начинается с ввода кнопкой "Открыть панель ввода данных" исходных параметров зубчатого зацепления: профильного угла, модуля, межосевого расстояния зубчатой передачи, числа зубьев нарезаемого и сопряженного колес, диаметров окружностей впадин и вершин нарезаемого и сопряженного колес и др.

При нажатии на кнопку "Расчет" в окно программы выводятся результаты расчетов, проведенных по методике [1], и создается документ MS Word с результатами расчета. При нажатии на кнопку "Модель" по рассчитанным параметрам в КОМПАС-3D строится модель инструмента (рис. 2), а при нажатии на кнопку "Чертеж" – его чертеж.

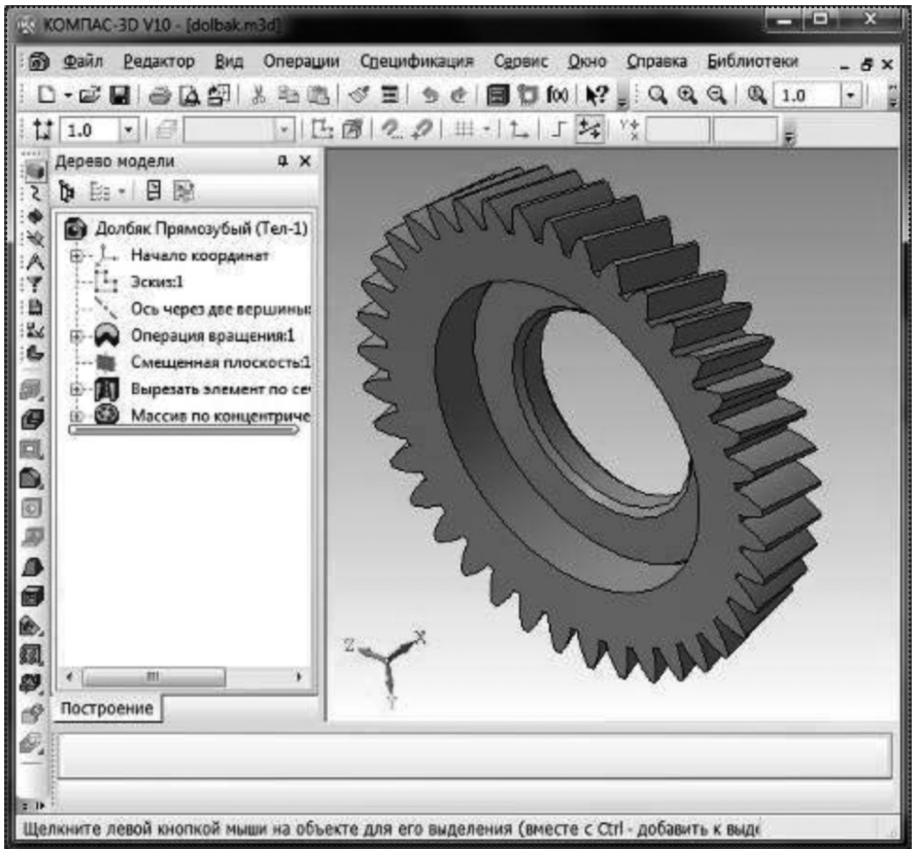


Рис. 2. Трехмерная модель инструмента

Таким образом, разработанное программное обеспечение для автоматизированного проектирования дискового зуборезного долбяка позволяет значительно сократить время проектирования инструмента и повысить уровень автоматизации процесса формирования конструкторско-технологической документации на изделия.

Библиографический список

1. **Романов В.Ф.** Расчеты зуборезных инструментов. М.: Машиностроение, 1969. 251 с.

2. **Андреев П.А., Матросова Ю.Н.** Разработка программного обеспечения для автоматизации процесса проектирования прямозубого долбяка в САПР КОМПАС-3D. 63-я региональная научно-техническая конференция студентов, магистров и аспирантов вузов с международным участием, посвященная 1000-летию Ярославля. 21 апреля 2010. Ч. 1: тез. докл. Ярославль: Изд-во ЯТУ, 2010. 181 с.

УДК 621.9.01

В.В. Михрютин, *канд. техн. наук, доцент (Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева)*
E-mail: v_mihrutin@rgata.ru

Математическое описание сборного режущего инструмента для моделирования процессов механической обработки

Предложено построение математической модели геометрического образа режущей части сборного инструмента, оснащенного СМП, для моделирования процессов резания и проектирования сборного инструмента. Приведен пример модели, описывающей режущие пластины наиболее распространенной равносторонней и равноугольной формы. Построение модели сборного инструмента проводят путем геометрических преобразований систем координат. В качестве исходных данных используют заданные величины геометрических параметров режущего лезвия. Получены уравнения для расчета статических углов инструмента.

The article deals with 3D mathematical model of cutting tools with indexable inserts. This model can be used at simulating of cutting processes, and also for cutting tools designing. The example of the model describing indexable inserts of the most widespread equal-angled and equal-sided form is resulted. Cutting tool model development used 3D Geometrical Transformations. The equations for settung tool system corners are representeded. Model used convential geometrical parametres for 3D model generation.

Ключевые слова: режущий инструмент, модель геометрического образа режущего инструмента, моделирование обработки резанием, сменная многогранная пластина, сборный режущий инструмент.

Keywords: cutting tool, cutting tool modelling, cutting simulations, indexable inserts, cutting tool with indexable inserts.

В современном машиностроении при обработке на станках с ЧПУ широко применяют сборный режущий инструмент с механическим креплением сменных многогранных пластин (СМП), которые позволяют повысить качество, надежность и стойкость инструмента при увеличении производительности обработки, а также снизить стоимость и трудоемкость его изготовления. Форма пластин установлена стандартом ISO 1832–85 и ГОСТ 19042–80, кроме того, выпускают пластины специальных форм. Форму пластин и конструкцию режущих инструментов постоянно совершенствуют.

Обязательным этапом разработки управляющих программ для станков с ЧПУ становится верификация, проверяющая управляющую программу обработки на возникновение столкновений и точность получаемой геометрической формы изделия. В настоящее время известен ряд разработок, направленных на учет минутного съема материала.

Однако известные системы не учитывают ряд физических процессов, происходящих при механической обработке. В результате при разработке и верификации управляющих программ для станков с ЧПУ оказываются неучтенными фактическое сечение среза на режущих зубьях инструмента, а также термомеханические параметры процесса резания, значительно влияющие на стойкость инструмента, производительность и качество обработки. Поэтому такие системы целесообразно строить с использованием расчетных методик, позволяющих оценить влияние тех или иных параметров без проведения длительных и дорогостоящих экспериментов.

Задача разработки моделей геометрического образа режущего инструмента возникает также в процессе синтеза и анализа его конструкций. Для режущего инструмента, оснащенного СМП, необходимо наличие взаимосвязи между различными геометрическими параметрами пластины при ее ориентации в корпусе.

В работе [1] задачу поиска геометрических параметров ориентации пластины в сборном инструменте предлагается решать с использованием взаимосвязи, устанавливаемой между инструментальной системой координат пластины и статической системой координат режущего инструмента. Такую взаимосвязь устанавливают при анализе геометрических параметров лезвия в точке, расположенной на главной режущей кромке инструмента в сборе.

Результат такого анализа позволяет получить формулы для определения угловых геометрических параметров лезвия, а также углов установки пластины в корпусе. В указанной работе на основе единого подхода получены формулы для расчета геометрических параметров для трех наиболее распространенных групп сборных режущих инструментов: токарного резца, фрезы и сверла. Необходимость создания отдельных математических моделей для каждой группы инструментов объясняется разницей в кинематике их работы.

При моделировании процессов резания возникает необходимость создания модели геометрического образа инструмента. Для сборного инструмента целесообразно создание унифицированного математического описания геометрических образов пластин различной формы, а затем на их основе – модели геометрического образа режущей части сборного инструмента.

Так как в последнее время появляется большое количество сборных инструментов для различных схем резания, целесообразно создать математическую модель, описывающую геометрию режущих кромок сборного инструмента произвольной формы. Такая модель необходима также для расчета геометрических параметров зоны обработки.

Модель должна отвечать следующим требованиям. Однозначно определять положение режущей пластины в инструменте должны параметры, относящиеся к режущей кромке, принимаемой за главную. Параметрами кромки являются передний или задний углы, главный угол в плане и угол наклона кромки к основной плоскости.

При синтезе конструкции инструмента модель должна позволять на основе заданной геометрии инструмента определять необходимые параметры установки пластины.

При анализе конструкции инструмента модель должна позволять определять дополнительные геометрические параметры режущего лезвия.

При решении задач формообразования и моделирования процесса резания модель должна позволять создавать модель геометрического образа рабочих поверхностей пластины.

Данную модель создают на основе математической модели кромок режущего лезвия инструмента с применением кусочно-определенных функций, составленных из параметрических уравнений кривых, использующих общий параметр [2].

При моделировании режущих кромок сборных инструментов целесообразно создание математических моделей геометрических образов пластин определенных типоразмеров, а затем расчет параметров геометрического преобразования для получения модели сборного режущего инструмента заданной геометрии. Для этого требуется определить матрицу такого преобразования. Модели режущих кромок пластин целесообразно предварительно задавать независимо от инструментов, в которых они будут использованы, а матрица преобразования может быть определена с помощью требуемых геометрических параметров сборного инструмента.

Для моделирования режущих кромок лезвия пластины необходим анализ ее геометрической формы и составление расчетных уравнений, задающих координаты всех точек режущих кромок в пространстве. В качестве методической основы для решения данной задачи целесообразно использовать нормативные документы, устанавливающие форму и размеры пластин (ГОСТ 19042–80/ИСО 1832–85, разделяющий режущие пластины по форме на четыре группы).

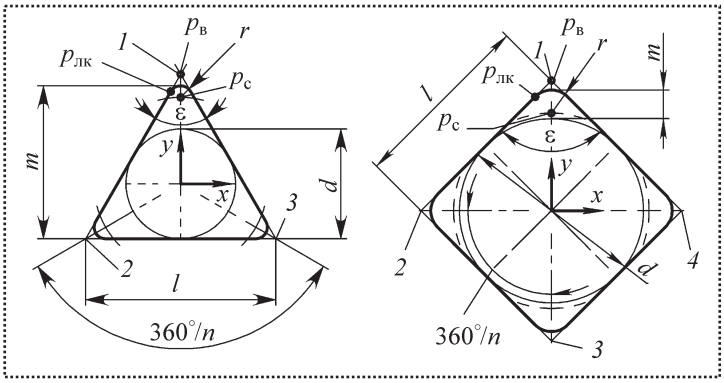


Рис. 1. Геометрические параметры равносторонних и равноугольных СМП
(цифрами обозначены номера вершин пластин)

Для примера рассмотрим построение математических моделей режущих кромок лезвий пластин первой группы, к которым относятся равносторонние и равноугольные (рис. 1). Ниже приведены уравнения для определения основных геометрических параметров пластин данного типа.

Для описания пластины правильной многогранной формы воспользуемся параметрами образующего ее многоугольника:

угол при вершине

$$\varepsilon_м = \frac{\pi}{2}(n-2); \qquad (1)$$

диаметр вписанной окружности

$$d = l\,\mathrm{tg}\,\varepsilon_м/2; \qquad (2)$$

радиус описанной окружности

$$R = \frac{l}{2\cos\varepsilon_м/2}, \qquad (3)$$

где n – число вершин пластины;

l – длина стороны многоугольника, м.

Параметр m определяется числом граней пластины:

$$m = R + r(1 - 1/\sin\varepsilon_м/2) \pm d/2, \qquad (4)$$

где r – радиус при вершине пластины, м; знак "+" – для пластин с нечетным числом вершин, "–" – с четным.

Вершины ребер, образующих контур режущих кромок лезвия, целесообразно задавать в системе координат, связанной с центром симметрии пластины. Координаты вершин образующего многоугольника

$$p_{воi} = \begin{bmatrix} -R\sin\Psi i \\ R\cos\Psi i \end{bmatrix}, \qquad (5)$$

где $\Psi = 2\pi/n$ – центральный угол между вершинами многоугольника;

i – номер вершины многоугольника ($i = 0, \ldots, n-1$).

Для построения профиля лезвия пластин с округленными вершинами потребуются:

– координаты наиболее удаленной от центра пластины точки округления вершины

$$p_в = \begin{bmatrix} 0 \\ R - \dfrac{r}{\sin\varepsilon_м/2} + r \end{bmatrix}; \qquad (6)$$

– центр дуги при вершине

$$p_с = \begin{bmatrix} 0 \\ R - \dfrac{r}{\sin\varepsilon_м/2} \end{bmatrix}; \qquad (7)$$

– точка перехода линейной кромки в дуговую

$$p_{лк} = \begin{bmatrix} -r\cos\varepsilon_м/2 \\ R - r\left(\sin\varepsilon_м/2 + \dfrac{r}{\sin\varepsilon_м/2}\right) \end{bmatrix}. \qquad (8)$$

Матрица вершин режущих кромок лезвия n-угольной пластины

$$\begin{aligned} p_л = \Bigg\{ & \begin{bmatrix} -x_{лк} \\ y_{лк} \end{bmatrix},\ p_в,\ p_{лк},\ R_z(\Psi)\begin{bmatrix} -x_{лк} \\ y_{лк} \end{bmatrix}, \\ & R_z(\Psi)p_в,\ R_z(\Psi)p_{лк},\ \ldots, \\ & R_z(\Psi i)\begin{bmatrix} -x_{лк} \\ y_{лк} \end{bmatrix},\ R_z(\Psi i)p_в,\ R_z(\Psi i)p_{лк}, \\ & R_z(\Psi(n-1))\begin{bmatrix} -x_{лк} \\ y_{лк} \end{bmatrix},\ R_z(\Psi(n-1))p_в, \\ & R_z(\Psi(n-1))p_{лк} \Bigg\}, \end{aligned} \qquad (9)$$

где $R_z(\Psi i)$ – матрица, задающая поворот вокруг оси Z.

Вектор, содержащий порядок рациональных кривых Безье составляющих сегментов кривых, имеет блочную форму

$$d_{\text{л}} = [2,1]_{1\times n}. \qquad (10)$$

Матрица вершин режущих кромок лезвия и вектор порядков сегментов кривых позволяют рассчитать контур режущих кромок лезвия. Для описания их геометрии можно использовать кривые в параметрической форме, а также сплайны различного вида. Определенным удобством обладает способ задания кривых, основанный на применении сегментов рациональных кривых Безье. Тогда уравнение, задающее режущую кромку, можно записать в виде

$$f_{\text{К}}(t) = \frac{\sum_{j=0}^{d} p_{t-i,\,j} w_{\text{int}(t),\,j} B_j^d(t-i)}{\sum_{j=0}^{d} w_{t-i,\,j} B_j^d(t-i)}, \qquad (11)$$

$$t \in [0,\ N],\ j = 0,\ 1,\ \ldots,\ N,$$

где $p_{i,\,j}$ – координаты контрольных вершин в n-мерном пространстве;

j – номер контрольной точки i-го сегмента кривой;

w_i – массив весов, приписанных контрольным точкам;

$B_j^d(t) = \frac{d!}{i!(d-i)} t^i (i-t)^{d-i}$ – базисная функция Бернштейна d-го порядка;

i – номер сегмента кривой (i = 0, 1, ..., N);

t – безразмерный параметр, $t \in [0, N]$.

Для уравнения, задающего режущую кромку в расширенном пространстве (или "однородных координатах") будем использовать обозначение $f_{\text{кр}}(t)$.

Конечными точками примитива при значениях безразмерного параметра $t = 0$ и $t = 1$ являются $f_i(0) = p_{i,\,0}$ и $f_i(1) = p_{i,\,s}$. В таком виде рациональная кривая Безье первого порядка имеет две контрольные вершины p_0, p_1 и задает отрезок прямой. Веса w_0, w_1 конечных точек равны единице.

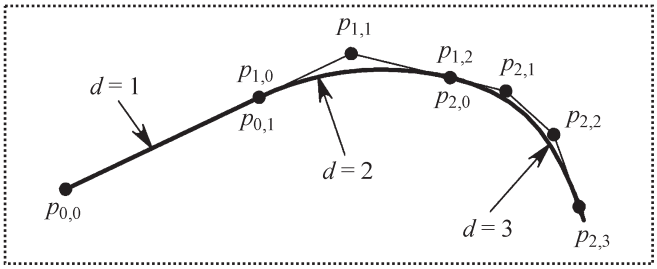


Рис. 2. Кривая, составленная из сегментов рациональных кривых Безье

Кривая второго порядка имеет три контрольных вершины (p_0, p_1, p_2) и три веса (w_0, w_1, w_2), что позволяет задавать квадратичные кривые: эллипсы, окружности, параболы и гиперболы. При $w_0 = w_2 = 1$, если $0 < w_1 < 1$ – кривая является эллипсом, при $w_1 = 1$ – параболой, при $w_1 > 1$ – гиперболой.

Кривые третьего порядка имеют четыре контрольных точки и четыре веса и позволяют задавать кубические кривые. Пример кривой, составленной из сегментов рациональных кривых Безье различных порядков, показан на рис. 2.

При использовании данного уравнения для построения дуги окружности необходимо точное задание веса контрольной вершины p_1. Уравнение для расчета веса выводят из условия равенства суммы квадратов координат x и y конечных точек сегментов и требуемого радиуса дуги:

$$w_1 = \frac{R^2 + \sqrt{R^2[(x_1 + x_\Sigma)^2 + (y_1 + y_\Sigma)^2] - (x_1 y_\Sigma + y_1 x_\Sigma)^2} + x_1 x_\Sigma + y_1 y_\Sigma}{x_1^2 + y_1^2 - R^2}, \qquad (12)$$

где $x_\Sigma = -(x_0 + x_2)/2$;

$y_\Sigma = -(y_0 + y_2)/2$;

x_0, x_2, y_0, y_2 – координаты точек p_0 и p_2 (рис. 3).

Геометрические параметры СМП других типоразмеров могут быть рассчитаны аналогичным образом.

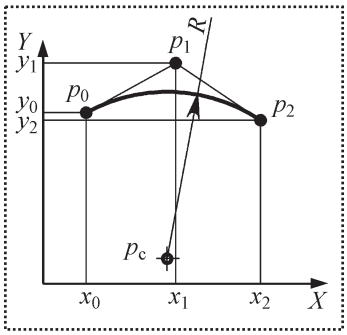


Рис. 3. Сегмент кривой Безье, совпадающий с дугой окружности

Для определения матрицы преобразования, переводящей точки, заданные в системе координат пластины, в систему координат сборного инструмента, необходимо задать координатные базисы, связанные с обоими. Орты координатных базисов режущих кромок лезвий пластины и сборного инструмента должны быть ориентированы одинаково относительно рассматриваемой режущей кромки. Наиболее удобно задавать орт касательно режущей кромке в рассматриваемой точке, орт $\bar{i}$ – нормально к передней поверхности пластины, а орт $\bar{j}$ определять как векторное произведение $\bar{i} \times \bar{k}$.

Орты координатного базиса пластины определяются положением режущей кромки пластины, принимаемой за главную в праволибо леворежущем инструменте (рис. 4). Например, для пластин, режущие кромки которых лежат в одной плоскости,

$$\begin{aligned} \bar{i}_{\text{П}} &= ||p_i - p_{i\pm1}||; \\ \bar{k}_{\text{П}} &= [0 \;\; 0 \;\; 1]^T; \\ \bar{j}_{\text{П}} &= ||\bar{i}_{\text{П}} \times \bar{k}_{\text{П}}||, \end{aligned} \qquad (13)$$

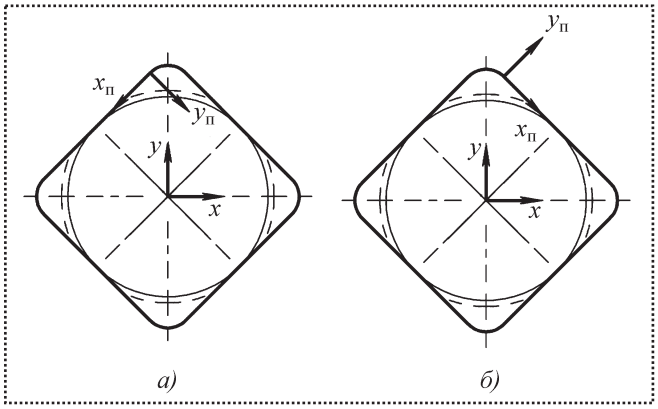


Рис. 4. Выбор систем координат СМП:
а и *б* – для право- и леворежущего инструмента

где p_i, p_{i+1} – вершины прямолинейного ребра, образующего режущую кромку. Верхний знак в данных формулах, а также приведенных ниже уравнениях для базисных векторов, задающих положение режущего лезвия в пространстве, соответствует праворежущему инструменту, а нижний – леворежущему.

Математическую модель геометрического образа режущих кромок лезвия сборного инструмента целесообразно задавать относительно его статической системы координат (ССК). Лезвие инструмента при этом образуется лезвием пластины.

Направление координатных осей систем ССК сборного инструмента найдем на основе следующих правил. Ось Z ориентируется вдоль направления главного движения, ось X – вдоль направления подачи, ось Y – по расположению осей X и Z (для этого можно использовать, например, известное "правило правой руки").

Уравнения, задающие орты координатного базиса, связанного с лезвием сборного режущего инструмента, определятся заданными геометрическими параметрами его главной режущей кромки в следующем виде:

$$\begin{aligned} \bar{i}_{\text{л}} &= \begin{bmatrix} \cos\varphi\cos\lambda \\ \pm\sin\varphi\cos\lambda \\ \sin\lambda \end{bmatrix}; \\ \bar{k}_{\text{л}} &= \begin{Vmatrix} -\cos\gamma\cos\varphi\sin\lambda - \sin\gamma\sin\varphi\cos\lambda \\ \pm\sin\gamma\cos\varphi\cos\lambda \pm\cos\gamma\sin\varphi\sin\lambda \\ \cos\gamma\cos\lambda \end{Vmatrix}; \\ \bar{j}_{\text{л}} &= \bar{k}_{\text{л}} \times \bar{i}_{\text{л}}, \end{aligned} \qquad (14)$$

где γ – передний угол лезвия инструмента;

φ – главный угол в плане;

λ – угол наклона главной режущей кромки к основной плоскости.

Орт $\bar{k}_{\text{л}}$ совпадает с нормалью к передней поверхности инструмента: $\bar{N}_{A\gamma} = \bar{k}_{\text{л}}$.

Зная расположение ССК, можно динамически формировать кусочно-аналитическое урав-

нение режущего лезвия для каждого случая обработки. Ввиду того, что вершины пластин округлены, выбор начала координат ССК в общем случае может представлять некоторую неопределенность. В зависимости от решаемой задачи он определяется удобством проведения последующих геометрических преобразований. Поэтому может быть выбрана, например, наиболее выступающая точка на режущей кромке пластины при заданных геометрических параметрах сборного инструмента либо точка на пересечении прямой, совпадающей с прямолинейной режущей кромкой, и касательной, проведенной в направлении подачи к смежной дуговой кромке.

Для получения уравнения лезвия с учетом требуемых углов инструмента необходимо выполнить преобразование, изменяющее положение пластины в пространстве. Матрицу такого преобразования найдем с использованием метода парных точек [3]:

$$M_{\text{с}} = \begin{bmatrix} \bar{i}_{\text{п}} & \bar{j}_{\text{п}} & \bar{k}_{\text{п}} & O_{\text{п}} \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{i}_{\text{л}} & \bar{j}_{\text{л}} & \bar{k}_{\text{л}} & O_{\text{л}} \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix}^{-1}, \quad (15)$$

где $O_{\text{п}} = [x_{\text{п}0} \quad y_{\text{п}0} \quad z_{\text{п}0}]^T$ – начало координат базиса, связанного с режущей пластиной;

$\bar{i}_{\text{п}}, \bar{j}_{\text{п}}, \bar{k}_{\text{п}}$ – орты координатного базиса, связанного с режущей пластиной;

$O_{\text{л}} = [x_{\text{л}0} \quad y_{\text{л}0} \quad z_{\text{л}0}]^T$ – начало координат базиса, связанного с кромкой лезвия сборного инструмента, образованной режущей пластиной;

$\bar{i}_{\text{л}}, \bar{j}_{\text{л}}, \bar{k}_{\text{л}}$ – орты координатного базиса, связанного с режущей кромкой лезвия инструмента в его ССК.

Для определения координат наиболее выступающих точек вершин лезвия сборного инструмента зададим преобразование, переводящее точки его лезвия из ССК в систему координат пластины:

$$M_{\text{лп}} = [\bar{i}_{\text{п}} \quad \bar{j}_{\text{п}} \quad \bar{k}_{\text{п}}][\bar{i}_{\text{л}} \quad \bar{j}_{\text{л}} \quad \bar{k}_{\text{л}}]^{-1}. \quad (16)$$

Для выражений (15), (16) достаточно легко могут быть выполнены матричные преобразования, например, с использованием известных

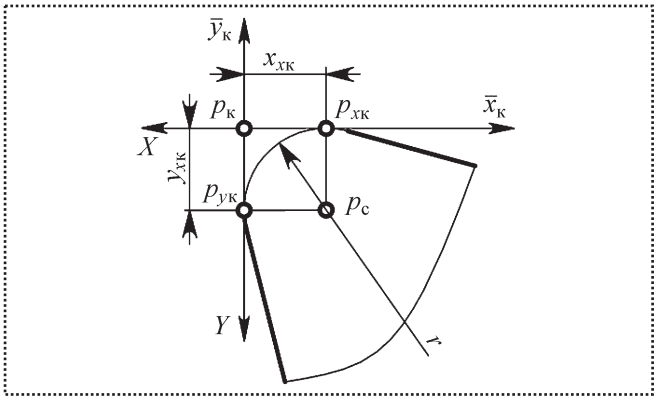


Рис. 5. Расположение касательных к дуговой режущей кромке

символьных процессоров, но получаемые при этом конечные выражения достаточно громоздки, что усложняет разработку и отладку компьютерной программы. В то же время некоторая избыточность матричных операций при вычислениях благодаря развитию современной вычислительной техники не критична, а языки программирования для разработки расчетных программ имеют обширные библиотеки матричных операций. Поэтому в данной работе предпочтение отдается матричной записи операций без преобразования в конечный вид.

Найдем положения касательных, направленных вдоль осей X и Y ССК к криволинейным режущим кромкам (рис. 5). Затем переведем их в систему координат пластины и спроецируем на плоскость передней поверхности:

$$\begin{aligned} \bar{G}_x &= \left\| \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} M_{\text{лп}} \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \right\|; \\ \bar{G}_y &= \left\| \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} M_{\text{лп}} \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} \right\|. \end{aligned} \quad (17)$$

Для определения положения точки касания режущей кромки и прямой в общем случае следует задать уравнение производной для каждой режущей кромки, а затем решить систему уравнений, составленную из координат направляю-

щего вектора касательной и уравнения производной режущей кромки:

$$f'_{\text{к}}(t)=\overline{G}_x,\ f'_{\text{к}}(t)=\overline{G}_y, \qquad (18)$$

где $f'_{\text{к}}(t)$ – производная функции, задающей профиль режущих кромок по периметру пластины.

Решение этой системы дает координаты точек касания криволинейной режущей кромкой сборного инструмента плоскости резания в системе координат, связанной с режущей пластиной.

В случае использования пластин, режущие кромки которых лежат в одной плоскости, решение может быть получено без дифференцирования уравнений, описывающих режущую кромку. Для этого находим перпендикуляр к режущей кромке:

$$\begin{aligned}\overline{N}_x &= ||\, M_{\text{лп}}[0\ \ -1\ \ 0]^T||;\\ \overline{N}_y &= ||\, M_{\text{лп}}[-1\ \ 0\ \ 0]^T||.\end{aligned} \qquad (19)$$

Произведение векторов $\overline{N}_x$ и $\overline{N}_y$ на величину радиуса r позволяет найти точки касания лезвия с плоскостями, перпендикулярными осям X и Y ССК лезвия сборного инструмента в системе координат режущей пластины:

$$\overline{p}_{x\text{к}} = r\overline{N}_x + \overline{p}_{\text{с}};\ \overline{p}_{y\text{к}} = r\overline{N}_y + \overline{p}_{\text{с}}. \qquad (20)$$

Пересечение касательных к дуговой режущей кромке, проведенных параллельно векторам $\overline{x}_{\text{к}}$ и $\overline{y}_{\text{к}}$, определяет точку $p_{\text{к}}$, часто используемую при разработке управляющих программ для станков. Начало ССК сборного инструмента целесообразно задавать в одной из точек $p_{x\text{к}}$, $p_{y\text{к}}$ или $p_{\text{к}}$. Их положение в ССК лезвия инструмента определяется при помощи одного из уравнений:

$$\begin{aligned}\overline{p}_{\text{п}0} &= M_{\text{с}}\overline{p}_{x\text{к}};\\ \overline{p}_{\text{п}0} &= M_{\text{с}}\overline{p}_{y\text{к}};\\ \overline{p}_{\text{п}0} &= M_{\text{с}}\overline{p}_{\text{к}}.\end{aligned} \qquad (21)$$

Уравнение, определяющее положение режущих кромок лезвия в системе координат сборного инструмента, является результатом следующего геометрического преобразования:

$$f_{\text{кри}i}(t) = R_0\left(\frac{2\pi}{Z}i\right)T_x(r_{\text{и}})M_{\text{с}}f_{\text{кр}}(t), \qquad (22)$$

где R_0 – матрица геометрического преобразования, задающая поворот пластины относительно оси многолезвийного инструмента, зубья которого расположены по окружности;

i – номер зуба многолезвийного инструмента;

Z – число зубьев инструмента;

T_x – матрица, задающая параллельный перенос вдоль оси X;

$r_{\text{и}}$ – радиус расположения вершин пластин в сборном инструменте.

Приведенные выше уравнения позволяют рассчитать положение пластины в режущем инструменте при заданной ориентации главной режущей кромки. Однако для изготовления работоспособного инструмента требуется проверка геометрических параметров лезвия вдоль периметра рабочих кромок инструмента. В первую очередь это относится к задним углам.

Найдем касательный вектор к режущей кромке сборного инструмента:

$$\overline{V}_{\text{кт}} = ||\, M_{\text{лп}}f'_{\text{к}}(t)||. \qquad (23)$$

Статические передний и задний углы определяются в сечении, задаваемом секущей плоскостью P_τ, перпендикулярной статической основной плоскости инструмента. Зададим такую плоскость вектором нормали, получаемым при помощи преобразования:

$$\overline{N}_{p\tau} = \left\| \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0\\ 0 & 1 & 0\\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \overline{V}_{\text{кт}} \right\|. \qquad (24)$$

Зададим матрицу для преобразования ССК в координатный базис, связанный с проекци-

ей режущей кромки лезвия инструмента на основную плоскость:

$$M_{A\tau} = [\overline{N}_{p\tau} \quad \overline{z}_{ск} \quad \overline{N}_{p\tau} \times \overline{k}_{ск}]^{-1}, \qquad (25)$$

где $\overline{k}_{ск} = [0 \quad 0 \quad 1]^T$ – орт оси Z координатного базиса.

Статический передний угол в произвольной точке режущей кромки определим как угол между проекцией нормали к передней поверхности на секущую плоскость P_τ и ортом $\overline{k}_{ск}$.

Для пластин со стружколомающими канавками на передней поверхности проекция нормали к передней поверхности канавки определится с учетом ее наклона. Нормаль к передней поверхности канавки пластины в ССК режущего инструмента

$$N_{A\gamma} = M_{лп} \left\| \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} - \left\| \begin{matrix} f'_к(t)_1 \\ -f'_к(t)_0 \\ 0 \end{matrix} \right\| \mathrm{tg}\gamma_и \right\|, \qquad (26)$$

где $\gamma_и$ – передний угол пластины.

Проекция нормали к передней поверхности на секущую плоскость P_τ рассчитывается на основе преобразования координат

$$N_{\gamma\tau} = \left\| \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} M_{A\tau} N_{A\gamma} \right\|. \qquad (27)$$

Статический передний угол

$$\gamma = \arccos(N_{\gamma\tau} z_{ск}) \mathrm{sgn} \begin{vmatrix} N_{\gamma\tau 1} & 0 \\ N_{\gamma\tau 2} & 1 \end{vmatrix}. \qquad (28)$$

Статический задний угол найдем аналогично переднему. Проекция нормали к задней поверхности на секущую плоскость

$$N_{\alpha\tau} = \left\| \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} M_{A\tau} M_{лп} \left[\left\| \begin{matrix} f'_к(t)_1 \\ -f'_к(t)_0 \\ 0 \end{matrix} \right\| + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \mathrm{tg}(\alpha_п) \end{bmatrix} \right] \right\|, \qquad (29)$$

где $\alpha_п$ – задний угол пластины.

Статический задний угол для пластин со стружколомающей канавкой на передней поверхности

$$\alpha = \arccos(N_{\alpha\tau}[0 \quad -1 \quad 0]^T) \mathrm{sgn} \begin{vmatrix} -1 & N_{\alpha\tau 1} \\ 0 & N_{\alpha\tau 2} \end{vmatrix}. \qquad (30)$$

Угол наклона режущей кромки в данной точке

$$\lambda = \arccos[V_{к\tau} N_{p\tau}] \mathrm{sgn} V_{к\tau 2}, \qquad (31)$$

где $V_{к\tau 2}$ – элемент касательного вектора к режущей кромке с номером 2.

При изготовлении инструмента интерес представляет ориентация базовой плоскости установки пластины в корпусе. Для ее задания воспользуемся двумя углами, на которые необходимо развернуть пластину. Определим угол между основной плоскостью ССК – P_{vc} и передней поверхностью A_γ:

$$\theta = \arccos|| \overline{N}_{A\gamma} \overline{N}_{pvc} || = \arccos\left(\frac{\pm \cos\lambda \cos\gamma}{|\overline{N}_{A\gamma}|} \right), \qquad (32)$$

где $\overline{N}_{pvc} = [0 \quad 0 \quad 1]^T$ – вектор нормали к основной плоскости.

Угол между линией пересечения плоскости передней поверхности с основной плоскостью и осью X найдем из уравнения

$$\Theta = \mathrm{arctg} \frac{\pm \cos\gamma \cos\varphi \sin\lambda \pm \sin\gamma \sin\varphi \cos\lambda}{\sin\gamma \cos\varphi \cos\lambda - \cos\gamma \sin\varphi \sin\lambda}. \qquad (33)$$

Разработанная математическая модель может быть использована для описания различных сборных режущих инструментов с механическим креплением СМП. Задавая углы, можно задать положение пластины в пространстве для любого типа инструмента, оснащенного СМП.

В качестве примера на рис. 6 (см. 3-ю с. обл.) приведена модель геометрического образа пятигранных пластин, установленных в фрезу сборной конструкции. Расчет углов лезвия, образованного пластиной, в принципе

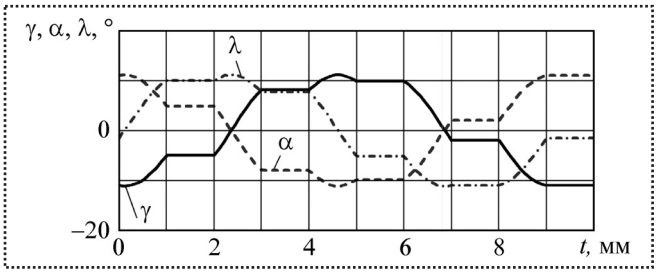


Рис. 7. Зависимость величин статических углов γ, α, λ от параметра *t* вдоль лезвия пятигранной пластины, установленной во фрезу сборной конструкции:
для главной режущей кромки $t \in [1, 2]$, для вспомогательных – $t \in [0, 1]$, $t \in [9, 1]$

позволяет определить углы вдоль всего периметра режущей пластины (рис. 7), но только некоторые из них можно использовать в качестве рабочих.

На рис. 8 (см. 3-ю с. обл.) показаны модели геометрического образа шестигранных неравноугольных твердосплавных пластин с углом при вершине 80° (ГОСТ 19047–80), установленных в сверло сборной конструкции по ГОСТ 27724–88. При моделировании их работы построены поверхности резания, образуемые рабочими кромками. Модели геометрических образов построены по результатам расчетов по приведенным выше расчетным зависимостям при помощи компьютерного приложения Mathcad.

Анализ формы и взаимного расположения поверхностей резания обеих пластин позволяет рассчитать геометрические параметры различных сборных инструментов.

Разработанные математические модели позволяют создавать модели геометрического образа режущего инструмента, оснащенного СМП наиболее распространенных типов. Поскольку при построении моделей использованы стандартизованные геометрические параметры, предложенные модели могут быть использованы для описания инструментов различных конструкций при их синтезе и анализе, а также при расчете геометрических параметров взаимодействия инструмента с заготовкой.

Библиографический список

1. **Математическое** обеспечение геометрического анализа конструкций сборных режущих инструментов со сменными многогранными пластинами / С.И. Петрушин, Р.Х. Губайдулина, А.А. Баканов, А.В. Махов // Вестник компьютерных и информационных технологий. 2009, № 1. С. 26–35.

2. **Михрютин В.В.** Разработка модели геометрического образа режущего инструмента // Справочник. Инженерный журнал. 2006, № 1. С. 31–34.

3. **Никулин Е.А.** Компьютерная геометрия и алгоритмы машинной графики. СПб.: БХВ-Петербург, 2003. 540 с.

УДК 681.2-2

И.В. Антонец, *д-р техн. наук,* **А.П. Терешенок**
(Ульяновский государственный технический университет)
E-mail: Alteron@bk.ru

Исследование статических и динамических характеристик упругих чувствительных элементов кольцевого типа

Для статического и динамического расчета кольцевых чувствительных упругих элементов использована реализация метода конечных элементов в программном комплексе ANSYS. Экспериментальные исследования на упругих чувствительных элементах подтвердили адекватность полученных математических моделей реальным физическим процессам.

For implementation of static and dynamic calculation of ring elastic sensible elements there has been used finite element analysis. Implemented experimental researches on made elastic rings confirmed adequacy of obtained mathematic models to real physical processes, that allowed to ground on the test of worked out computer technologies with projecting elastic sensible elements with given parameters.

Ключевые слова: упругий элемент, кольцевой упругий элемент, деформация, статические и динамические характеристики.

Keywords: elastic element, ring elastic element, deformation, static and dynamic characteristics.

Весоизмерительные устройства, применяемые в системах управления транспортно-складскими комплексами, не только осуществляют учет перемещаемых грузов, но и оптимизируют процесс их перемещения. При использовании автоматических весоизмерителей в условиях динамических нагрузок необходимо решить задачи расширения диапазона и минимизации времени измерения при заданных параметрах чувствительности и точности.

Весьма перспективно создание весоизмерительных устройств на основе кольцевого упругого чувствительного элемента и вторичного преобразователя величины деформации в электрический сигнал. Кольцевой упругий элемент в зависимости от конфигурации применяется в широком диапазоне нагрузок, функция его преобразования имеет линейную характеристику, он способен воспринимать внеосевую нагрузку при потере в точности 5–6 % [1]. Кольцо просто в изготовлении, для регистрации его деформации под действием нагрузки подходят многие современные датчики (LVDT, тензо- и фотодатчики и др.).

Независимо от конструкции и качества исполнения во всех весоизмерительных приборах с упругими преобразователями силы появляется дополнительная погрешность измерения, вызванная "несовершенством" упругости материала преобразователя, которое обнаруживается при нагружении и разгружении тел с кристаллической структурой нагрузками, не превышающими предела упругости материала [2]. К указанным явлениям относятся прямое и обратное упругое последействие, упругий гистерезис, релаксация напряжений и внутреннее трение.

В этой связи особое внимание уделяется технологии изготовления самого элемента и характеристикам его материала. Необходимые требования удовлетворяются соответствующим химическим составом материала, его состоянием, определяемым термической обработкой, состоянием поверхности и свойствами защитных покрытий.

Для изготовления упругих чувствительных элементов применяют в основном малолегированные пружинные стали. Дополнительное легирование этих сталей, в первую очередь карбидообразующими элементами Cr, Mo, W, V, стабилизирующими субструктуру, приводит к повышению сопротивления малым пластическим деформациям и особенно релаксаци-

онной стойкости. В сталях с высоким содержанием хрома можно обеспечить также и повышенную коррозионную стойкость [3], что также представляет интерес.

Как силовой преобразователь, упругий чувствительный элемент преобразовывает входное силовое воздействие F в выходную деформацию δ заданного направления в соответствии со своей упругой характеристикой:

$$\delta = SF, \qquad (1)$$

где S – чувствительность упругого элемента.

При линейной характеристике понятие чувствительности тождественно податливости. Обычно при проектировании измерительного упругого чувствительного элемента стремятся к линейности характеристики, так как это в значительной степени упрощает последующую обработку данных, полученных в результате преобразования элементом входной величины.

В силу малых рабочих напряжений чувствительных элементов (порядка 10–12 % предела прочности) ограничения на величину их деформации (предела измерения) определяются главным образом с учетом усталостных характеристик материала [4], а также условий интенсивности воспринимаемого силового воздействия, поскольку в некоторых случаях опасность представляет не только искажение формы вследствие накопления пластических деформаций, но и потерю устойчивости элемента, которая может произойти при напряжениях ниже рабочих.

В этой связи необходимо ввести характеристику быстродействия элемента, которая характеризует его способность преобразовывать входное силовое воздействие с заданной интенсивностью в выходную деформацию в соответствии с заданной амплитудной погрешностью. Обратная величина называется временем успокоения – это минимальное время, необходимое для правильного преобразования входной величины.

Быстродействие необходимо знать для выработки условий частотного согласования упругого элемента с последующим трактом преобразования, содержащим дискретные преобразователи. Оно зависит от низших частот колебаний элемента и коэффициента демпфирования его материала.

В общем случае выражение быстродействия принимает вид [2]:

$$N = \frac{1}{t_{\text{усп}}} = \frac{2\pi f_0 \beta}{\ln \gamma \sqrt{1-\beta^2}}, \qquad (2)$$

где f_0 – низшая собственная частота колебаний элемента, Гц;

β – степень успокоения:

$$\beta = \frac{\xi}{2mf_0}, \qquad (3)$$

здесь ξ – коэффициент демпфирования материала (коэффициент внутреннего трения); m – совокупная колебательная масса элемента и подвешенного к нему груза, кг;

γ – заданная амплитудная погрешность:

$$\gamma = (2\beta^2 - 1)\frac{f}{f_0}, \qquad (4)$$

здесь f – частота вынужденных колебаний, Гц.

Зависимости (2)–(4) являются функциями рабочего диапазона частот (или предела измерения с учетом интенсивности нагружения), т.е. быстродействие упругого элемента безотносительно условий эксплуатации полностью характеризуется коэффициентом ξ демпфирования материала и частотой f_0 собственных колебаний элемента.

Упругий элемент и груз составляют единую колебательную систему, поэтому необходимо учесть влияние массы груза, так как по мере ее увеличения будут снижаться значения собственных частот колебаний. Поэтому в собственной частоте колебаний упругого элемента учитывают массу груза.

Поскольку ее влияние определяется только конструктивными параметрами упругого элемента, введем характеристику – коэффициент

приведения массы K_m, связанный с собственной частотой колебаний выражением

$$f_0 = f_{0\,\text{учэ}} \sqrt{\frac{K_m}{\alpha + K_m}}, \qquad (5)$$

где $f_{0\ \text{учэ}}$ – собственная частота колебаний упругого чувствительного элемента без учета массы груза, Гц;

α – отношение массы груза к массе элемента.

Идеальный упругий элемент должен обладать наибольшей чувствительностью при максимальном быстродействии с минимальным коэффициентом приведения массы, что в реальности неосуществимо. В процессе его проектирования в соответствии с заданными требованиями могут помочь современные компьютерные технологии.

Упругие чувствительные элементы современных конструкций (кольца переменного сечения, системы колец) подчас открывают недостижимые ранее возможности, например, высокую чувствительность в очень широких диапазонах нагрузки. Однако определение деформации кольцевого элемента переменного сечения посредством зависимостей из теории сопротивления материалов и упругости очень трудоемко и даже неприменимо в случае описания сложных систем из нескольких колец.

Для статического и динамического расчета кольцевых элементов воспользуемся методом конечных элементов (МКЭ) [5] с реализацией в программном комплексе ANSYS. Под расчетной моделью будем понимать геометрическое представление объекта, разбитого сеткой конечных элементов (рис. 1, *б*) и максимально приближенного по форме и размерам к реальной конструкции (рис. 1, *а*). Расчетная модель должна удовлетворять следующим требованиям:

– высокая степень соответствия реальной конструкции, позволяющая определить ее статические и динамические характеристики с приемлемой точностью;

– малая трудоемкость построения, дающая возможность быстрой коррекции модели;

– небольшой временной машинный ресурс решения задачи.

Создание геометрического представления реального объекта возможно как средствами самого программного комплекса ANSYS, так и при помощи других прикладных программ, способных создавать модели в формате, доступном для импортирования в ANSYS.

Тип конечного элемента определяют исходя из поставленных задач и выбирают из имеющегося в базе данных набора. Каждый конечный элемент обладает своими характеристиками: объемность, количество узлов, специальные свойства, которые могут быть использованы для задания физико-механических характеристик модели, соответствующих свойствам реального материала упругого элемента.

В нашем случае достаточно охарактеризовать материал модели в программном комплексе ANSYS следующими свойствами:

– плотность ρ, кг/м^3;

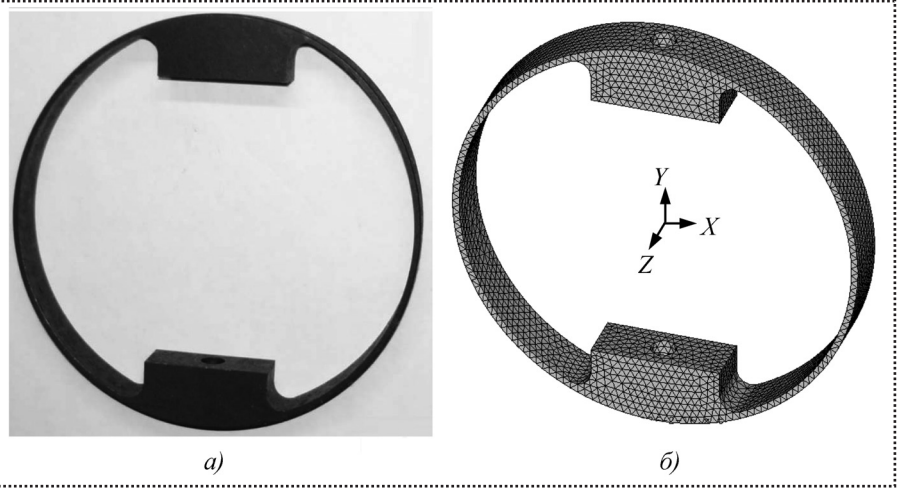


Рис. 1. Реальный кольцевой упругий чувствительный элемент (*а*) и его модель в программном комплексе ANSYS (*б*)

– модуль упругости первого рода (модуль Юнга) E, Па;

– коэффициент Пуассона μ;

– коэффициент демпфирования ζ.

Статический расчет заключается в определении перемещений различных узлов конечных элементов расчетной модели под действием внешнего силового воздействия при заданных граничных условиях в виде запретов на перемещение некоторых частей модели, подразумевающих места закрепления реального объекта.

Расчетная модель представляет собой кольцо переменного сечения с размерами и формой, соответствующими реальному упругому элементу, кольцо разбито сеткой тетраэдрической формы, которая является вырожденным случаем элемента SOLID95 (см. рис. 1, *б*). Учитывая, что в действительности упругий чувствительный элемент закрепляют в весоизмерительном устройстве через отверстие в одном из оснований, накладываем ограничения перемещений на поверхности, образующие это отверстие в расчетной модели, по всем трем осям (в ANSYS *UX*, *UY*, *UZ*). Таким образом реализуется комплект баз: две направляющие и одна упорная. Нагрузки прикладывали в виде векторов сил, направленных в сторону, обратную оси *UY* (вдоль вертикальной плоскости симметрии реального упругого элемента), равномерно распределенными между двумя точками на плоскости модели, соответствующей нижнему основанию элемента (рис. 2).

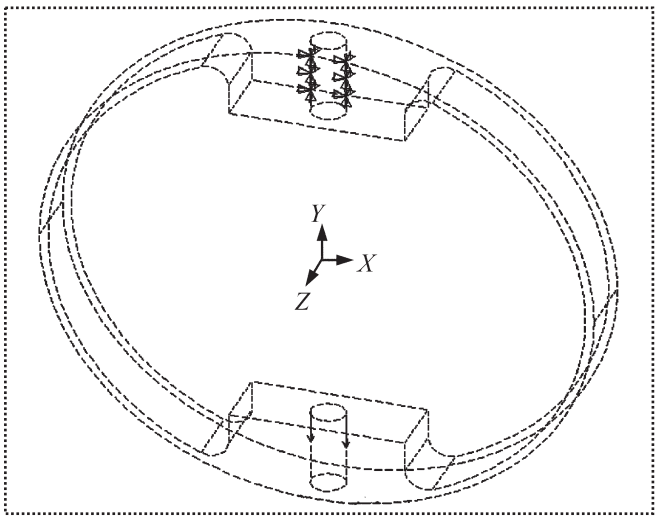


Рис. 2. Схема приложения нагрузок и ограничений к модели кольцевого упругого чувствительного элемента в программном комплексе ANSYS

Исходя из реального материала кольца (сталь 40Х ГОСТ 4543–71) и доступных конечному элементу SOLID95 свойств, в расчете потребовались только линейные изотропные свойства:

– $\rho = 7\,850$ кг/м^3;

– $E = 2{,}14 \cdot 10^{11}$ Па;

– $\mu = 0{,}27$;

– $\zeta = 4{,}71 \cdot 10^{-4}$.

Значения ρ, E, μ соответствуют ГОСТ 4543–71. Ввиду того, что на сегодняшний день практически отсутствуют аттестованные Росстандартом установки и методики определения характеристик демпфирования материалов, их значения взяты из [6], где представлена величина логарифмического декремента затухания для стали 40Х $\delta = 0{,}296 \pm \pm 0{,}017$ %, а также механическая добротность $Q = 1059 \pm 12$.

Для соотнесения известных данных с физическим представлением коэффициента демпфирования в ANSYS воспользуемся следующей методикой расчета. Из [7] известно:

$$\zeta = \frac{\eta}{2}; \tag{6}$$

$$Q = \frac{2\pi W}{\Delta W}, \tag{7}$$

где η – коэффициент энергетических потерь [3]:

$$\eta = \frac{\Delta W}{2\pi W}, \tag{8}$$

здесь ΔW – количество рассеянной энергии за цикл колебания, Дж;

W – амплитудное значение потенциальной энергии упругой системы, Дж.

Следовательно, $\zeta = 1/2Q$.

Таблица 1

Геометрические параметры упругих чувствительных элементов

Средний радиус	Толщина	Высота	Конструктивный угол прилива
мм			
61	4	16	70°55′
61	4	16	67°30′
82	4	41,3	58°48′

Для подтверждения адекватности полученных математических моделей характеристикам реальных конструкций упругих чувствительных элементов проведены экспериментальные исследования. Размеры элементов, изготовленных из стали 40Х ГОСТ 4543–71 (химический состав и свойства указаны в табл. 2 и 3), соответствуют данным табл. 1. Диапазон прикладываемых нагрузок соответствует ряду: 0; 4,1; 6,4; 8,7; 11; 14,5; 16,8; 19,1; 22,5; 26; 29,4; 32,8; 36,2; 40,7; 45,3; 49,9 кг при пяти измерениях в каждом нагружении.

Результаты экспериментального исследования представлены на рис. 3.

Во всех случаях расхождение величин деформаций, полученных опытным путем и моделированием, не превышает 5,9 %, что следует признать удовлетворительным.

Таблица 2

Характеристики стали 40Х

$\sigma_в$	$\sigma_{0,2}$	δ_5	ψ	*E*, ГПа	KCU, Дж/м^2	НВ
МПа		%				
655	490	13	45	214	54	212–248

Таблица 3

Химический состав, %, стали 40Х

C	Si	Mn	Cr	P	S	Ni	Cu
				не более			
0,36–0,44	0,17–0,37	0,5–0,8	0,8–1,1	0,035	0,035	0,3	0,3

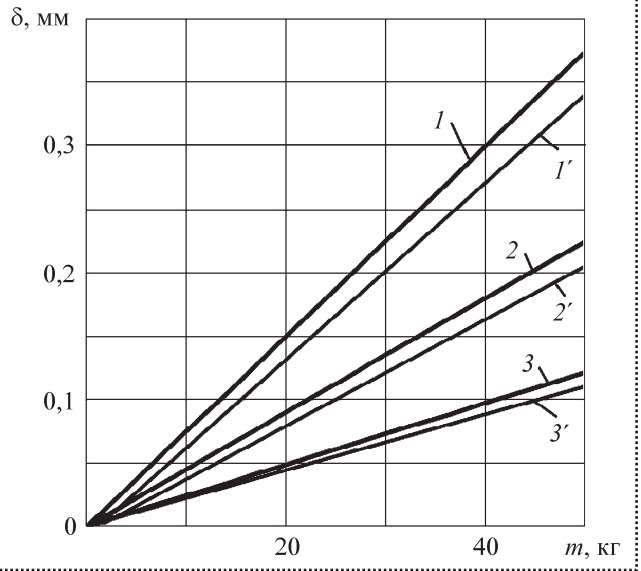


Рис. 3. Зависимости деформации упругого чувствительного элемента от нагрузки:
1–3 – по экспериментальным данным;
1′–3′ – полученные моделированием в программном комплексе ANSYS

Особый интерес представляет возможность определения коэффициента приведения массы посредством модального анализа предварительно напряженной модели. В этом случае присоединенная масса груза заменяется соответствующей ей, прикладываемой к упругому элементу нагрузкой. Происходит учет ограничения перемещений (соответственно и амплитуд колебаний) ее узлов, что отражается в изменении частот собственных колебаний. Этот подход не противоречит классической теории колебаний, в соответствии с которой при некотором значении напряжения сжатия происходит потеря устойчивости нагруженной балки.

Следует отметить, что упругий чувствительный элемент кольцевой формы с приливами испытывает комплекс напряжений, различных как по знаку, так и по значению по многим координатам объема, поэтому заранее спрогнозировать зависимость изменения частот собственных колебаний от напряжений достаточно сложно.

Результат оценки влияния присоединенной массы груза на величину низших частот собственных колебаний упругого чувстви-

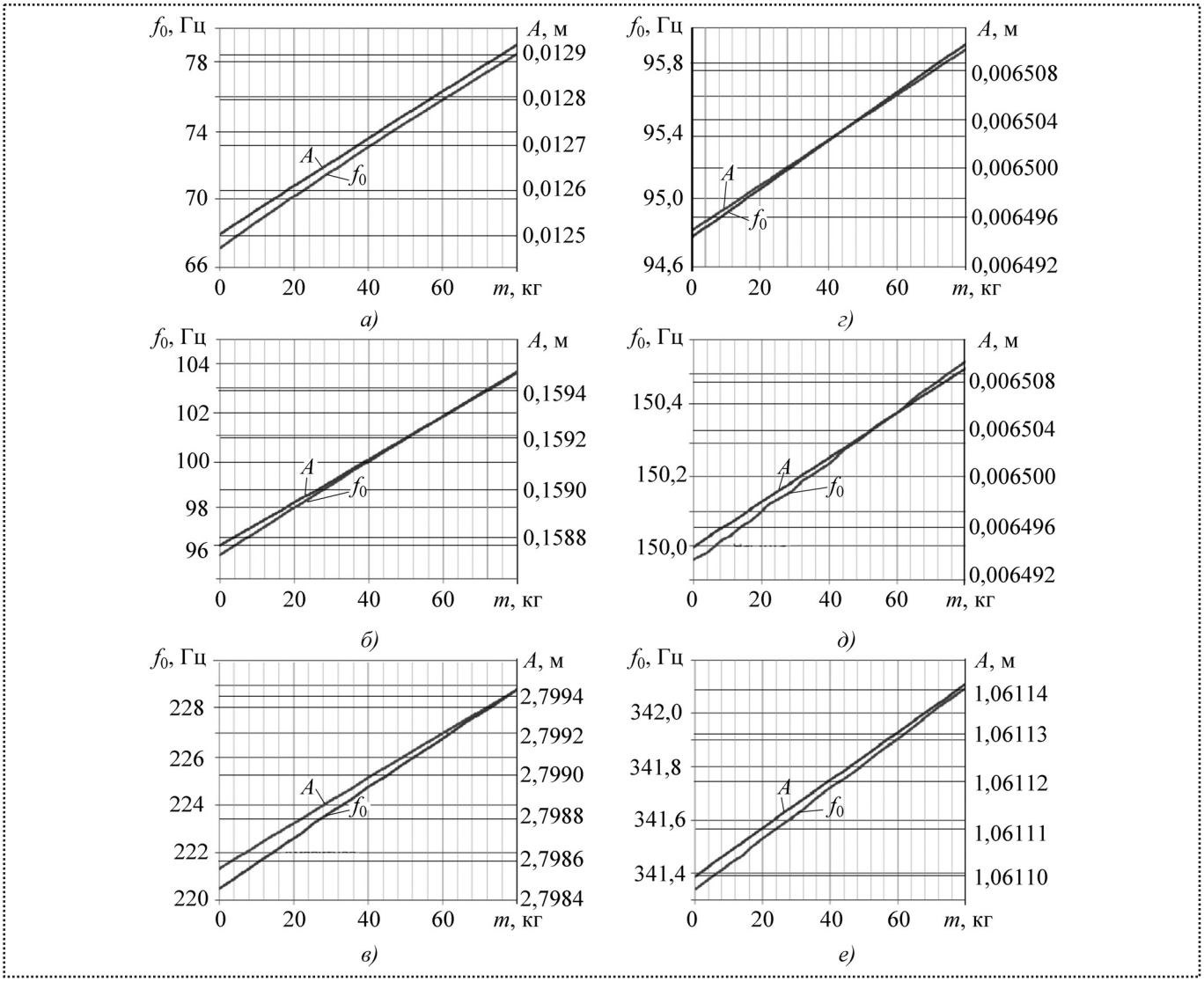


Рис. 4. Результат оценки влияния присоединенной массы груза на характеристику быстродействия упругого элемента:
а–в – зависимости, построенные соответственно для 1-й, 2-й, 3-й мод собственных колебаний элемента диаметром 132 мм; *г–е* – соответственно для элемента диаметром 170 мм

тельного элемента, а также амплитуду колебаний соответствующих мод посредством модального анализа предварительно напряженной конструкции представлен на рис. 4.

Модальный анализ предполагает, что система является линейной. Все виды нелинейности – поведение материала, контактные граничные условия, конечные перемещения – игнорируются. Контакты в зависимости от своего исходного состояния остаются открытыми или закрытыми. Принимаем внешние силы и демпфирование равными нулю.

Результаты проведения гармонического анализа и анализа переходных процессов при учтенном коэффициенте демпфирования материала приведены на рис. 5.

При гармоническом анализе предполагается, что при установившемся процессе все точки конструкции движутся с одной и той же заданной частотой, но с различными сдвигами по фазе по причине наличия демпфирования. По этой же причине значения основных частот собственных колебаний могут оказаться ниже полученных в результате модального анализа,

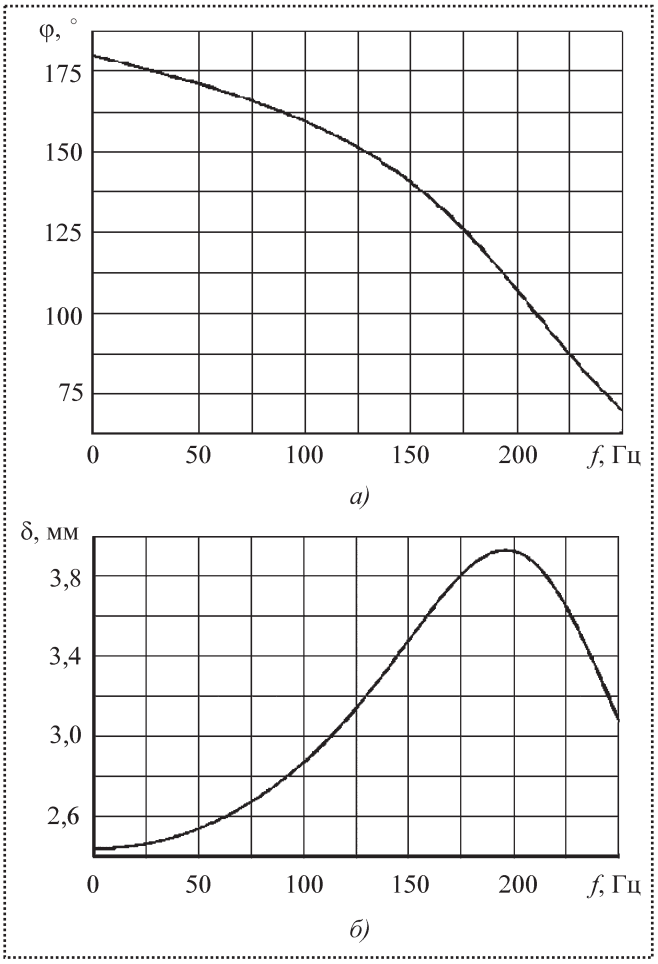


Рис. 5. Результат проведения гармонического анализа в виде АЧХ (*а*) и ФЧХ (*б*) упругого элемента

что показывает необходимость проведения гармонического анализа для уточнения модального решения.

Как и модальный, гармонический анализ применим только к линейным моделям. Все введенные нелинейности (контакты, нелинейные свойства материала) игнорируются. Необходимо определить как жесткостные (модули упругости), так и массовые (плотность) свойства сред. Эффекты, присущие переходным процессам, не вычисляются.

Преодолеть эти ограничения можно с использованием динамического анализа переходных процессов, задавая гармоническое изменение нагрузки, что естественно потребует несоизмеримо бóльших системных ресурсов компьютера.

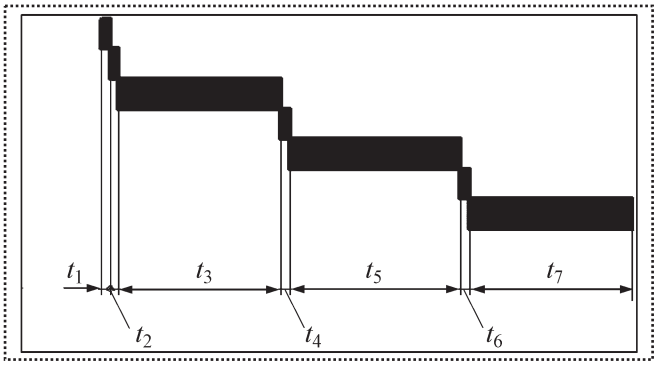


Рис. 6. Циклограмма моделирования процесса работы

Моделирование процесса работы упругого чувствительного элемента проводили по схеме, соответствующей циклограмме на рис. 6:

1-я фаза – статическое решение задачи при отсутствии действующих сил ($t_1 \rightarrow 0$);

2-я фаза – нагружение, соответствующее удару как самому неблагоприятному в условиях эксплуатации ($t_2 \rightarrow 0$);

3-я фаза – преобразование. Продолжительность фазы соответствует времени преобразования силового воздействия на упругий элемент в его деформацию с заданной амплитудной погрешностью ($t_3 = t_{усп}$);

4-я фаза – случайное ударное воздействие;

5-я фаза – успокоение. Затухание переходного процесса воздействия случайной ударной нагрузки;

6-я фаза – разгружение, соответствующее мгновенному снятию силового воздействия как самому неблагоприятному при эксплуатации ($t_4 \rightarrow 0$);

7-я фаза – успокоение. Возвращение системы в исходное состояние, соответствующее 1-й фазе.

Результат моделирования процесса нагружения упругого чувствительного элемента – переходный процесс, представленный на рис. 7.

Данная модель позволяет оценить время переходных процессов, а следовательно, быстродействие упругого элемента, что необходимо для частотного согласования времени работы элементов весоизмерительного устройства.

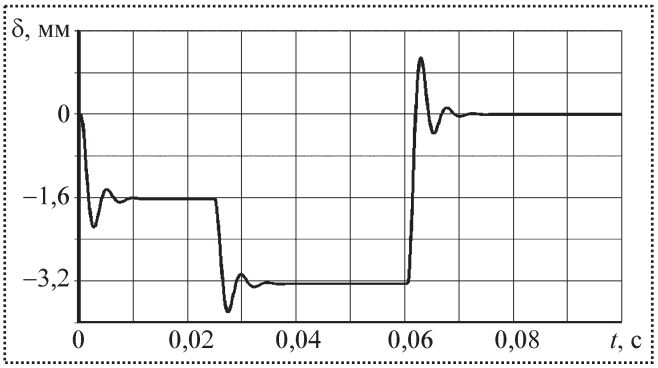


Рис. 7. Результат моделирования процесса нагружения упругого элемента грузом массой 40 кг

Выводы

Определены математические модели, адекватно описывающие статические и динамические характеристики реальных конструкций упругих чувствительных элементов. Экспериментальные исследования показали, что погрешность определения статической деформации не превышает 5,9 %. Разработанная методика моделирования упрощает процесс проектирования упругих чувствительных элементов с заданными параметрами.

Библиографический список

1. **Elbestawi M.A.** Force Measurement // Measurement, Instrumentation, and Sensors Handbook, 1999. С. 600–615.

2. **Тихонов А.И., Мокров Е.А.** Перспективы совершенствования упругих элементов датчиков механических параметров // Измерительные элементы (датчики) информационно-измерительных систем, автоматизированных систем управления технологическими процессами и систем автоматизации. Саратов: Саратовский университет, 1979. 244 с.

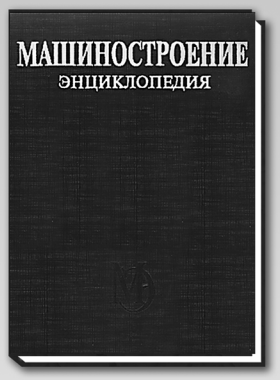
3. **Феликсон Е.И.** Упругие элементы приборов. М.: Машиностроение, 1977. 311 с.

4. **Вопросы** прочности упругих элементов машин. Под ред. А.А. Коновалова. Ижевск: Удмуртия, 1978. 149 с.

5. **Modeling** of Material Damping Properties in ANSYS / C. Cai, H. Zheng, M.S. Khan and K.C. Hung // CADFEM Users Meeting & ANSYS Conference. 2002.

6. **Методы** внутреннего трения в металловедческих исследованиях / М.С. Блантер, Ю.В. Пигузов, Г.М. Ашмарин и др.: справочник. М.: Металлургия, 1991. 248 с.

7. **Влияние** демпфирующих свойств резца на динамическую составляющую силы резания / А.А. Шульженко, Л.Н. Девин, А.А. Осадчий, А.Д. Шевченко // Процеси механічної обробки в машинобудуванні. 2009, № 7. С. 295–302.



ЭНЦИКЛОПЕДИЯ “МАШИНОСТРОЕНИЕ”
ТОМ II-1. "ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА. ИСПЫТАНИЯ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ".

Под общ. ред. **Е.И. Мамаевой**

Цена 2000 р.

2010. – 852 с. ISBN 978-5-217-03469-7

Приведены методы и средства определения химического состава и исследования структуры металлических материалов, методы и средства испытаний для определения основных физико-механических свойств при различных видах нагружения, характеристик малоцикловой усталости, многоцикловой усталости, термической прочности, коррозионно-механической прочности и трещиностойкости. Рассмотрено строение изломов при разных видах нагружения и в условиях длительного воздействия статистических нагрузок.

Для специалистов и инженерно-технических работников промышленности.

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы:
по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU

УДК 621.791.048

В.В. Карабанов, *канд. техн. наук,* **И.О. Бохоров,** *инженер*
Тел.: (498) 520-3472

Припои для пайки металлов

Рассмотрены методы создания и совершенствования припоев путем легирования основы, приведены свойства легирующих элементов, состав высокотемпературных припоев и условия их применения.

The methods of creating and improving solders by alloying basis, lists the properties of the alloying elements, the composition of high-temperature solders and conditions of their application.

Ключевые слова: припой, пайка, легирующие элементы.

Keywords: solder, soldering, alloying elements.

Припои представляют собой специальные сплавы, вступающие в физико-химическое взаимодействие с соединяемыми металлами с образованием металлической связи, обеспечивающей получение монолитного соединения металлов с требуемыми механическими и технологическими свойствами. В некоторых случаях в качестве припоя могут применяться чистые металлы (например, медь), однако для расширения возможности металлов в них вводят легирующие элементы [1].

Один или несколько компонентов припоя с максимальной концентрацией составляют основу сплава, которая определяет рабочие свойства и стоимость припоя.

С целью управления свойствами припоя в него вводят в небольших количествах легирующие элементы, как металлы, так и неметаллы. Это необходимо в тех случаях, когда к припою предъявляются требования, которые не могут быть обеспечены его основой. В большинстве случаев возникает необходимость обеспечить заданный уровень нескольких свойств припоя, что достигается комплексным легированием основы. В простейшем варианте припой может представлять собой двойной сплав (Al–Si, Cu–P).

Для каждого металла и сплава на его основе (припоя) существует ряд легирующих компонентов, повышающих основные свойства металла. Близкорасположенные в периодической системе элементы с хорошей взаимной растворимостью имеют сходные ряды легирующих компонентов.

Для никеля, железа и их сплавов (припоев на их основе) основными легирующими компонентами являются марганец, медь, хром, алюминий, кобальт, молибден, вольфрам, титан, для меди и ее сплавов – цинк, марганец, никель, магний, алюминий, титан, кадмий, бериллий, для магния – литий, алюминий, цинк, кадмий.

Простота и доступность технологии разработки припоев позволяют каждому крупному предприятию организовать этот процесс применительно к материалам, используемым в отрасли. Оперативность разработки припоев обусловлена применением в основном экспериментально-опытного метода определения его оптимального состава.

Наиболее оперативно и точно разработка припоя проводится с использованием метода математического планирования эксперимента. После выбора легирующего комплекса и определения пределов варьирования концентрации входящих в него элементов оптимальный состав припоя находят методом планирования эксперимента с построением математической модели сплава, подтверждением ее адекватности и интерпретацией. В результате определяют оптимальный состав, после чего исследуют работоспособность получаемых паяных изделий в эксплуатации или на стенде.

Опытные работы окончательно подтверждают приемлемость разработанного припоя для пайки заданных металлов.

Каждый отраслевой институт специализируется на разработке и совершенствовании припоя на определенной основе. Так, в ИЭС им. Е.О. Патона разработаны различные припои типа ПАН на медно-марганцевой основе, в ВИАМе – типа ВПр на никелевой основе для пайки жаропрочных и коррозионно-стойких сталей, в МГУПИ – на железной основе (П87, П100), МАТИ специализируется на разработке аморфных припоев.

Наименование металлов, составляющих основу припоев, является одним из признаков квалификации припоев по ГОСТ 19248–90 (медные, медно-цинковые, никелевые, марганцевые, медно-марганцевые, железные и т.д.).

Основное свойство легирующего элемента, влияющее на механические показатели, – растворимость в основе припоя, которая определятся по двойной диаграмме состояния сплава. Если основной компонент припоя образует с легирующим элементом твердый раствор, то при увеличении концентрации последнего прочность припоя повышается по зависимости, близкой к параболической. При небольшой растворимости элемента влияние его концентрации на прочность сплава близка к линейной, при более высокой – носит нелинейный характер. В пределах эвтектических областей прочность изменяется по линейной зависимости.

Для упрочнения припоя в него вводят компоненты, образующие с основой ограниченные и неограниченные твердые растворы, имеющие высокое химическое сродство с основой и не образующие химических соединений с паяемым металлом. В соответствии с Периодической системой элементы, расположенные рядом, чаще образуют между собой ограниченные и неограниченные твердые растворы. Удаленные друг от друга металлы имеют значительные ограничения по взаимной растворимости или не растворимы ни в твердом, ни в жидком состояниях и могут образовывать химические соединения. Основные легирующие элементы являются сильными упрочнителями. Металлы-упрочнители имеют более высокую прочность и температуру плавления.

Зависимость пластических свойств припоя от концентрации легирующего компонента носит сложный и неоднозначный характер и определяется в основном экспериментальным путем. Наиболее высокая эффективность легирования достигается при внесении в состав припоя легирующих элементов в пределах 0,1...10 %. Это обеспечивает также повышение его технологических свойств – температуры плавления, жидкотекучести, испарения, смачиваемости, растекания, раскисления, подавления пористости и др.

Разновидностью процесса легирования является модифицирование припоя – введение 0,01...0,1 % веществ (модификаторов), воздействующих на размеры и форму структурных составляющих, а через них – на свойства припоя и паяных соединений, особенно с широкими паяными швами. Мелкодисперсные модификаторы, в качестве которых могут быть тугоплавкие не растворимые в основе припоя металлы или их соединения, способствуют формированию более благоприятной структуры в широком паяном зазоре при кристаллизации припоя. Они становятся центрами кристаллизации, образуют барьеры на поверхности растущих кристаллов с округлением их форм и замедлением роста.

При выборе легирующих элементов необходимо учитывать их технико-экономические показатели. Возможна ситуация, когда легирование приводит к удешевлению припоя без ухудшения его технологических свойств, тогда введение легирующего элемента целесообразно в максимально большом количестве. Пример – легирование цинком латуни.

В случае образования в припое химических соединений количество компонентов, вводимых в припой, должно быть таким, чтобы образующиеся соединения не располагались в шве в форме сплошной прослойки на границе

спая, а имели бы вид дисперсных включений в матрице шва.

Как правило, все припои, применяемые при высокотемпературной пайке, являются комплексно-легированными сплавами.

Многокомпонентные припои применяют в форме порошка из сплава или механической смеси порошков составляющих его компонентов. В зависимости от формы применяемого припоя паяные швы имеют различную структуру и механические свойства. Прочностные характеристики швов, паяных смесью порошков чистых компонентов различных композиций, более чем в два раза меньше, чем при использовании порошков готовых припоев. При образовании в шве хрупкой интерметаллидной фазы в качестве припоя целесообразно применять механическую смесь порошков, так как при этом нежелательная фаза образуется не по всему объему шва, а лишь в местах контакта частиц компонентов.

Интенсивное развитие способов пайки, связанное с созданием и совершенствованием сложной современной техники (авиационной, космической, ракетной), работающей в экстремальных условиях, привело к созданию для каждой группы металлов и сплавов большой номенклатуры припоев. Недостатком существующих справочников по пайке [2] является отсутствие конкретных условий применения припоев для соединения конкретных металлов и сплавов. Поэтому знание свойств и назначения содержащихся в припое основных и легирующих компонентов поможет правильно выбрать припой.

В условиях длительного нагрева при высокотемпературной пайке важным свойством припоя является его способность к самофлюсованию, при котором определенные легирующие элементы припоя обеспечивают разрушение оксидных пленок, образующихся на поверхности металлов при нагреве.

Самофлюсование связывают с процессом окисления флюсующих компонентов припоя. Образующиеся при этом оксиды при температуре пайки взаимодействуют с оксидной пленкой паяемого металла, образуя легкоплавкие шлаки, вытесняемые из шва расплавленным припоем. В качестве компонентов, обеспечивающих самофлюсование, наибольшее применение нашли бор, фосфор, кремний, германий и щелочные металлы, из которых наиболее активен литий.

Бор, вводимый в припой при выплавке, растворяется, взаимодействуя с расплавом с образованием боратов, и частично окисляется. При пайке бор вступает в дальнейшее взаимодействие с оксидами, в частности, борный ангидрид с оксидами железа образует легкоплавкий борат $2FeO{\cdot}2Fe_2O_3{\cdot}3B_2O_3$, а также более сложные бораты.

Фосфор является дешевым депрессантом (снижает температуру плавления припоя) и раскислителем. В качестве флюсующего компонента он нашел наибольшее применение в припоях на медной и никелевой основе. С медью фосфор образует фосфиды Cu_3P и Cu_2P, с никелем – большее количество соединений различного состава. Самофлюсование припоев, содержащих фосфор, связано с его активностью к кислороду, а также с образованием в процессе пайки между оксидами паяемых металлов и соединениями фосфора легкоплавких шлаков.

Кремнием в качестве флюсующего компонента легируют припои на основе меди, никеля, марганца. При высокотемпературной пайке кремний служит активным восстановителем. Оксиды кремния взаимодействуют с оксидной пленкой с образованием аморфных шлаков, которые защищают расплав припоя и поверхности паяемого металла от окисления.

Наиболее активный элемент – литий хорошо растворяется в расплавах меди, алюминия, кадмия. Механизм самофлюсования припоя, содержащего литий, связан не только с его химической активностью к кислороду, но также со способностью гидроокиси лития растворять многие оксиды металлов. Важно, что удаление оксидов происходит при сравнительно низкой температуре.

Оксид лития LiO (температура плавления 1430 °С), соединяясь с оксидом хрома Cr_2O_3 (1999 °С), образует легкоплавкие оксидные комплексы (517 °С). Присутствие в припое небольшого количества бора совместно с литием усиливает эффект самофлюсования, так как образуются бораты лития $Li_2B_2O_3$, $LiBO_2$ с хорошими самофлюсующими свойствами.

Содержание в припое кремния вместе с литием и бором еще больше усиливает эффект самофлюсования благодаря образованию стекловидного шлака (боросиликата) с небольшой вязкостью и плотностью, легко выдавливаемого из расплава припоя. Такое же действие оказывают на припой небольшие добавки калия, натрия и фосфора. Припой марки ВПр4, содержащий эти элементы, широко применяется при пайке жаропрочных, жаро- и коррозионно-стойких сталей и сплавов, содержащих титан, алюминий, ванадий и кремний. При комплексном легировании достигается наиболее высокий эффект самофлюсования припоя.

Введение в припой более тугоплавких легирующих элементов приводит к повышению температуры его плавления, что может изменить структуру и свойства паяемого металла. Снизить температуру плавления припоя можно путем введения в него элементов-депрессантов. В случае необходимости повышения жаростойкости паяного шва проводят термодиффузионную обработку паяного соединения, при которой депрессант диффундирует в паяемый металл и температура плавления паяного шва в соединении повышается.

Следовательно, каждый элемент, содержащийся в составе припоя, обеспечивает ему свойства, необходимые для качественного формирования в определенных температурно-временных и технологических режимах паяных швов, устойчивых к различным воздействиям в период эксплуатации. К числу таких элементов относятся:

• медь, образующая с никелем непрерывный ряд твердых растворов и снижающая температуру плавления никелевых припоев;

• никель, образующий с железом и железохромовыми сплавами структуры, обеспечивающие высокие механические свойства; применяется в качестве основы припоев для пайки коррозионно-стойких сталей, повышает прочность и коррозионную стойкость паяных швов;

• марганец – один из важнейших элементов, с помощью которого можно существенно снизить температуру плавления никелевых припоев без заметного снижения пластических свойств и уменьшить растворение паяемого металла;

• цинк, значительно снижающий температуру плавления меди как припоя и медных сплавов, однако при его содержании свыше 40 % пластичность припоя резко уменьшается;

• железо, снижающее температуру плавления никелевых припоев, повышающее пластические свойства паяных соединений и улучшающее растекание припоев по стали;

• хром, увеличивающий прочность и жаростойкость припоев и расширяющий интервал кристаллизации, но в сочетании с марганцем может сводить этот интервал к минимуму;

• кобальт, улучшающий технологические свойства припоев, увеличивающий растекание, снижающий склонность припоев растворять паяемый материал и паяных швов к образованию трещин;

• фосфор, снижающий температуру плавления и повышающий жидкотекучесть припоев.

Наиболее простые по составу припои – медь и двойной сплав меди с цинком (латунь), широко применяемые в промышленности. Обладая хорошей жидкотекучестью и растекаемостью, медь хорошо затекает в предельно узкие капиллярные зазоры, даже образуемые при прессовой посадке. Медно-цинковые сплавы с содержанием цинка до 39 % имеют однородную структуру, обеспечивающую высокую прочность и пластичность.

Для снижения температуры плавления и увеличения жидкотекучести латунных припоев в них добавляют небольшое количество олова (до 1 %). Прочность припоев повышают путем введения в латунь никеля, марганца, железа.

Небольшие добавки кремния снижают испарение цинка из припоя, а добавки бора придают ему самофлюсующие свойства. Медно-цинковые припои выпускаются по ГОСТ 23137–78. Свойства и область применения латунных припоев представлены в справочнике [2].

Медно-никелевые и никелевые сплавы являются основой широкого ассортимента припоев для высокотемпературной пайки (свыше 1000 °С). С целью увеличения жаростойкости и прочности припоев при высокой температуре эксплуатации (свыше 900 °С) в них вводят хром, марганец, железо, кремний и алюминий. Наличие в медно-никелевых припоях (в частности, типа ВПр) в небольшом количестве натрия, калия, лития и фосфора позволяет применять их для пайки коррозионно-стойких и жаропрочных сталей (при быстром нагреве) без защитных газов и флюсов. При этом не происходит растворение паяемого металла, что позволяет применять такие припои для пайки тонкостенных изделий. Щелочные металлы выполняют роль флюса – они удаляют оксиды с поверхности паяемых металлов, предотвращают окисление припоя и паяемого металла, снижают поверхностную энергию припоя [3].

Введение бора в никелевые припои увеличивает их способность к растворению паяемого металла, поэтому не следует паять боросодержащими припоями тонкостенные изделия типа сотовых конструкций. Для пайки таких конструкций из высоколегированных коррозионно-стойких сталей и хромоникелевых сплавов подходят никелевые припои, содержащие кобальт и титан. Эти же элементы и железо снижают температуру плавления припоя, улучшают его растекаемость по паяемому металлу и повышают пластичность паяных соединений.

Введение в припои хрома значительно повышает жаропрочность, жаростойкость никелевых сплавов и температуру плавления. Уменьшает температуру плавления припоя введение кремния, бора, марганца. Вольфрам и ниобий увеличивают жаростойкость, но несколько снижают температуру плавления никелевых припоев.

Марганец, кремний, титан и алюминий препятствуют образованию диффузионной зоны и уменьшают склонность никелевых припоев к влиянию на коррозию паяемого металла, поэтому такие припои могут быть использованы при пайке очень тонкостенных изделий (0,25...1,25 мм). Паяные швы, полученные с использованием припоев этой группы, отличаются достаточной теплостойкостью, сопротивлением окислению и пластичностью. Однако при длительном пребывании в жидком состоянии эти припои вызывают растворение паяемого металла, образование диффузионной зоны и снижение прочности шва.

Высокой прочностью, сопротивляемостью окислению и коррозии, хорошей жидкотекучестью в инертной среде обладают припои, содержащие бериллий.

Припои группы ВПр на никелевой основе широко применяют в самолето- и двигателестроении.

Наиболее технологичны для пайки коррозионно-стойких сталей припои ПМ17 и ПМ10, содержащие бор.

С целью замены дорогостоящих серебряных припоев, применяемых при пайке меди и медных сплавов (латуни), были разработаны недорогие медно-фосфорные припои, которые могут применяться также при пайке стали и чугуна. В качестве припоев нашли широкое применение медно-фосфорные сплавы с содержанием 4–9 % фосфора, обладающие высокой жидкотекучестью и низкой температурой плавления. Например, медно-фосфорный сплав МФ9 (ГОСТ 4515–93) имеет температуру плавления 714...750 °С [2].

Отличительной особенностью медно-фосфорных припоев является возможность пайки медных сплавов без использования флюса, так как присутствующий в припое фосфор при температуре пайки обладает флюсующими свойствами. Однако при пайке латуни Л63, алюминиевой бронзы и медно-никелевых сплавов необходимо применение боросодержа-

щих флюсов. Для пайки медно-фосфорными припоями конструкционных сталей необходимо нанесение на паяемые поверхности барьерных покрытий – их обмедняют или никелируют с целью предотвращения образования хрупкой прослойки фосфидов железа на границе контакта припоя с паяемым металлом. Применяют также пайку под давлением с выдавливанием расплава припоя из зазора.

Для снижения температуры плавления припоя и увеличения его пластичности в эвтектический сплав (медно-фосфорный, содержащий 8 % фосфора) добавляют олово и цинк. К таким припоям относится, например, ПМФС6-0,15 и близкий к нему по составу припой ПМФОЦр6-4-0,03, содержащие 4 % олова [4, 5]. Дробное число в марке припоя указывает на содержание в нем небольшой добавки циркония, являющегося модификатором, способствующим образованию благоприятной структуры припоя и повышающим растворимость олова в меди. Температурный интервал плавления припоя 640–680 °С. Вибрационная и коррозионная стойкость припоя находятся на уровне серебряного припоя ПСр45.

С использованием припоя ПМФОЦр6-4-0,03 можно паять хромсодержащие стали (12Х18Н10Т) и композитные материалы (ХД500) после электролитического покрытия медью.

Добавка кремния в основу припоя также способствует модифицированию структуры медно-фосфорного припоя и повышению коррозионной стойкости, приводит к снижению пористости паяных швов. В промышленности широко применяется припой марки ПМФС6-0,15 (ТУ 48-3650-10–80) с добавками 0,1...0,15 % кремния. Припой применяется в виде пасты. Им можно паять медь, латунь с разнообразными металлами – мельхиором, молибденом, бронзой. Допустимые зазоры 0,05...1,0 мм. Припой нашел применение в судостроении, автомобильной промышленности, тяжелом машиностроении, изготовлении электрооборудования и медицинского инструмента.

В настоящее время в ЗАО "АЛАРМ" (Москва) разработана серия припоев – полноценных заменителей серебряных припоев. Припои П21, П81 нашли широкое применение при пайке стальных и медно-стальных соединений, в том числе трубопроводов холодильных агрегатов, П47 – для латунных соединений, латуни со сталью, твердого сплава со сталью. Наиболее легкоплавкий припой П81 рекомендуется для пайки телескопических соединений, поскольку он обеспечивает достаточную герметичность, прочность и вибростойкость при длительной эксплуатации.

При пайке изделий из стали, тугоплавких и труднопаяемых алюминия и титана применяют припои, основа которых схожа с паяемыми металлами. В этом случае наиболее активно протекает процесс взаимодействия расплава припоя с паяемым металлом и обеспечиваются высокие свойства паяных соединений вследствие высокой совместимости взаимодействующих металлов. К таким припоям относятся железные, алюминиевые, титановые, магниевые и другие. Основными легирующими элементами в них являются элементы-депрессанты, снижающие температуру плавления основы до необходимого уровня без значительного ухудшения механических свойств.

Представители таких припоев – чугуны, которые нашли применение при высокотемпературной пайке сталей [6]. Депрессантом в чугунном припое является углерод. При пайке сталей чугуном вследствие высокой диффузионной подвижности углерода происходит изменение состава припоя – обезуглероживание до концентраций, соответствующих стали. В процессе пайки и последующей термической обработки паяного соединения происходит передел чугуна в сталь необходимого химического состава в результате диффузионного перераспределения между взаимодействующими металлами – припоем и паяемой сталью. Содержание углерода в чугунном припое снижается с 4 до 1 %, при этом повышаются прочность и пластичность паяного соединения.

В результате диффузионного отжига при температуре 900...1200 °С чугунный припой обезуглероживается, структура металла шва из ледебуритной становится аустенитной и аустенитно-карбидной. При переходе чугуна в сталь концентрация углерода в шве зависит от продолжительности диффузионного отжига. Содержание углерода в шве толщиной 0,3 мм при температуре отжига 1100 °С уменьшается до 0,5...1,5 % по истечению 1...2 ч.

С помощью чугунов У430Н5Д5Ю, У430, У300Н20 проводили пайку буровых наконечников из стали Р6М5 при 1100 °С. После диффузионного отжига прочность паяных соединений возросла в 2...3 раза, пластичность – в 10...20 раз.

(Продолжение следует)

Библиографический список

1. **Гуляев Б.Б.** Синтез металлических сплавов. М.: Металлургия, 1991.

2. **Справочник** по пайке. Под ред. И.Е. Петрунина. М.: Машиностроение, 2003.

3. **Рыльников В.С.** Припои на никелевой основе для пайки никелевых жаропрочных сплавов. В сб. "Актуальные вопросы авиационного материаловедения". М.: ВИАМ, 2007).

4. **Бондарчук О.П.** Припой ПМФС6-0,15 заменитель серебряных при пайке меди и ее сплавов // Сварочное производство. 1982, № 12.

5. **Ильина И.А.** Свойства соединений из меди и ее сплавов, паяных припоем ПМФОЦр6-4-0,03. // Сварочное производство. 1983, № 1.

6. **Грижимальский Л.Л.** Пайка сталей чугуном // Сварочное производство. 1986, № 3.

7. **Головачев В.А., Елизаров Г.А.** Диффузионная сварка-пайка. Л.: Машиностроение, 1988.

8. **Быстрозакаленные** жаропрочные припои на основе титана и никеля / А.Н. Лукин и др. В сб. "Актуальные вопросы авиационного материаловедения". М.: ВИАМ, 2007.

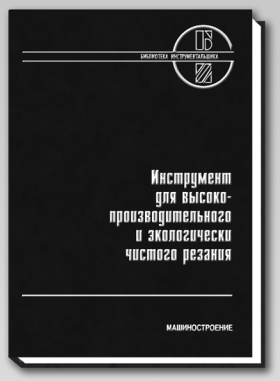
9. **Радзиевский В.Н., Баранов А.В.** Латунный припой с наполнителем для автовакуумной пайки // Автоматическая сварка. 1983, № 4.

10. **Чармонов А.В.** Бессеребряный композиционный припой для пайки меди // Автоматическая сварка. 1989, № 10.

11. **Чекунов И.П.** Пайка трубопроводов из коррозионно-стойких сталей. М.: Машиностроение, 1991.

12. **Новосадов В.С., Калинин М.М.** Формирование композитной структуры в шве в процессе диспергирования при пайке металлов // Физика и химия обработки металлов. 1987, № 5.

13. **Уполовников Б.Н.** Пайка стальных деталей с большими зазорами. Качество и надежность паяных изделий. М.: МДНТП, 1988.



ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОГО И ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТОГО РЕЗАНИЯ.

(Библиотека инструментальщика)

В.Н. Андреев, Г.В. Боровский, В.Г. Боровский, С.Н. Григорьев

2010 г. 480 с. ISBN 978-5-94275-571-1 **Цена 700 р.**

Представлены результаты исследований эффективности применения новых инструментальных материалов (твердые сплавы и быстрорежущие стали, керамические материалы, сверхтвердые материалы) и износостойких покрытий для высокоскоростного резания.

Приведены различные конструкции режущего инструмента для обработки тел вращения, плоскостей и отверстий, способствующие эффективному использованию режущего инструмента.

В связи с ужесточением экологических требований к смазочно-охлаждающим технологическим средствам рекомендованы альтернативные способы улучшения условий в зоне стружкообразования.

Для конструкторов инструмента, технологов, может быть полезна студентам втузов.

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы:
по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU

Международная выставка инструментов, оборудования, технологий MITEX–2010

На территории ЦВК "Экспоцентр" с 9 по 12 ноября 2010 г. проходила Международная выставка под таким названием. В ней приняли участие более 300 экспонентов из 12 стран мира, в том числе из России. В статье приведено краткое описание некоторых экспонатов выставки и предложений предприятий-разработчиков.

ОАО "Новосибирский инструментальный завод", специализирующийся на разработке и производстве слесарно-монтажного, зажимного и шоферского инструмента, соответствующего мировым стандартам, предложил свою продукцию.

Трехщеточный ключ с переключателем для техобслуживания автомобилей. Преимущества: переключающий реверсивный механизм, позволяющий проводить технологические операции без снятия ключа, с лево- и правосторонним вращением и углом дискретного хода 5°. Ключ изготовлен из конструкционной легированной стали. Защитно-декоративное покрытие – никель-хром и цинк.

Моментный шкальный ключ мод. КМШ-140 усовершенствованной конструкции, состоящей из рукоятки и головки с присоединительным квадратом 12,5 мм. Он рекомендован для нормированной затяжки болтов и гаек с правой и левой резьбой при сборке, техобслуживании, ремонте отечественных и зарубежных автомобилей. Ключ обеспечивает затяжку резьбовых соединений до М14 при диапазоне крутящих моментов 30...140 Н·м. Ключ позволяет четко фиксировать положение гайки за счет более точной цены деления шкалы (5 Н·м) и гарантированной относительной погрешности не более ±4 %. Удобная рукоятка выполнена из ударопрочной пластмассы, обеспечивающей хорошее сцепление с поверхностью руки.

Ключ трубный рычажный мод. 2КТР-2 для захватывания и вращения труб и соединительных частей трубопроводов диаметром 20...50 мм. Ключ усиленной конструкции может применяться при повышенных нагрузках. Зубья ключа наклонены против направления вращения, зубья на неподвижном рычаге выполнены по радиусу. Материал рычагов – инструментальная углеродистая сталь. Защитно-декоративное покрытие: никель – хром, цинк, лакокрасочное или полимерно-порошковое.

Плоскогубцы комбинированные мод. 200 для захвата, манипулирования и перекусывания проволоки с пределом прочности на растяжение до 1600 МПа, диаметром до 1,6 мм, а также для удержания предметов круглой или плоской формы при выполнении слесарно-монтажных и сборочных работ. Наличие боковых прорезей в области шарнира расширяет функциональное назначение плоскогубцев. Материал рычагов плоскогубцев – инструментальная углеродистая сталь. Защитно-декоративное покрытие никель–хром и цинк.

Плоскогубцы регулируемые для зажима и вращения цилиндрических изделий при сборке, а также зажима плоских изделий. Изготовлены из легированной конструкционной стали. Защитно-декоративное покрытие плоскогубцев – никель–хром и цинк.

Ручные тиски (рис. 1) со съемной струбциной-наковальней для выполнения мелких слесарных работ. Тиски изготовлены из конструкционной углеродистой стали повышенного

Рис. 1. Ручные тиски со съемной струбциной-наковальней

качества методом литья. Защитно-декоративное покрытие – никель–хром и цинк.

Сверлильные трехкулачковые патроны с ключом для зажима сверл с цилиндрическим хвостовиком. Применяются для комплектации нестационарных сборочных машин и механизмов, дрелей с пневматическим, электрическим и ручным приводом, а также для коловоротов. Например, патрон мод. ПССР-10 имеет диаметр зажима 2...10 мм, собственный диаметр 39 мм, длину 60 мм, резьбу М12×1,25, максимальное радиальное биение при втором классе точности 0,7 мм, массу 0,3 кг. Патроны изготовлены с присоединительным конусом или резьбовым отверстием. Защитно-декоративное покрытие – оксидирование.

Кусачки торцовые изолированные мод. 200 для работы в электроустановках напряжением до 1000 В переменного и 1500 В постоянного тока. Материал изолирующего покрытия – грунтовка, двухслойный пластизоль разного цвета.

Также завод предложил потребителям омедненный инструмент для выполнения различных слесарно-сборочных работ. Изготовлен инструмент из инструментальной или легированной конструкционной стали и покрыт слоем меди толщиной 24...42 мкм, позволяющим смягчать удары, препятствовать искрообразованию. Покрытие наносится на гальванической технологической линии, работающей в автоматическом режиме, электрохимическим способом с последующим химическим пассивированием для увеличения коррозионной стойкости. По твердости и прочностным характеристикам омедненный инструмент превосходит изготовленный из медных сплавов.

Кроме того, завод демонстрировал на выставке молотки различного назначения, отвертки, разводные ключи, ножи для снятия изоляции, наборы инструмента.

Холдинг "Богородский инструмент" предложил дисковые пилы, лобзики, рубанки, шлифовальные машины, дрели, перфораторы и насосы.

Дисковая пила мод. ПД-1950-70-Л для всех видов столярных работ. Распиловка может проводиться под углом 45° к поверхности. Пила оснащена твердосплавным пильным диском, блокировкой шпинделя для легкой замены диска, резиновой амортизирующей накладкой на основной рукоятке, блокировкой от случайного включения, лазерной линейкой. Потребляемая мощность пилы 1950 Вт, питающее напряжение 220 В. Частота вращения рабочего диска 4500 мин$^{-1}$. Максимальная глубина пропила до 70 мм. Диаметр диска пилы 210 мм, его посадочного отверстия 30 мм. Масса пилы 6 кг.

Универсальный электролобзик мод. ПМ-700Э для сквозного прямолинейного и криволинейного резания древесины, фанеры, древесно-стружечных плит, многослойных и изоляционных материалов, вспененного полистирола, армированных стекловолокном пластиков, картона и прочих мягких материалов, применяемых при сборке. Металлический корпус редуктора электролобзика обеспечивает жесткость конструкции и эффективное охлаждение при продолжительной работе, бесступенчатое изменение частоты двойных ходов штока, а также четырехступенчатую регулировку амплитуды маятникового хода. Снабжен наклоняемой опорной плитой для реза под углом до 45° к поверхности. Для длительной работы электролобзик оснащен запирающей кнопкой. Потребляемая мощность 700 Вт, питающее напряжение 220 В, число двойных ходов до 2800 в минуту при длине хода 260 мм. Глубина реза для стали 10 мм, цветных металлов – 20 мм, дерева – 110 мм. Масса электролобзика 2,25 кг.

Угловая шлифовальная машина мод. МШУ-2,5-230 для выполнения шлифовальных и отрезных работ по металлу. Двигатель (2,5 кВт) имеет большой запас мощности и высокий крутящий момент, что обеспечивает стабильную работу при кратковременных перегрузках. Эффективная защита от пыли позволяет работать в тяжелых условиях при рез-

ке. Боковая рукоятка машины – трехпозиционная, основная – поворотная. Быстрая замена абразивных кругов осуществляется с помощью блокировки шпинделя. Корпус машины обрезиненный. Оснащена выключателем с блокировкой от случайного включения и электронным узлом плавного пуска и ограничения пускового тока. Частота вращения шлифовального круга 6500 мин$^{-1}$, его диаметр 230 мм. Масса машины 6 кг.

Универсальный мощный рубанок мод. Р-100-3,5 для строгания плоских поверхностей древесины и кромки (фаски) при изготовлении элементов деревянных конструкций. Глубина строгания плавно регулируется. Центр тяжести рубанка сбалансирован. Снабжен системой выброса стружки и блокировкой от случайного включения. Двигатель мощностью 1,23 кВт позволяет строгать твердые породы дерева. Высокая частота вращения фрезы (до 15 000 мин$^{-1}$) обеспечивает качественную обработку поверхности. Ширина строгания 100 мм, глубина до 3,5 мм. Масса рубанка 5,7 кг.

Тепловой пистолет мод. ПТ-1800ЭИ с ЖК экраном для обдува горячим воздухом открытых поверхностей из различных материалов с целью сушки лакокрасочных покрытий, оттаивания обледеневших предметов (замков, труб и т.п.), раскрепления винтов и гаек, удаления старой краски. Нагревательный элемент – спираль, намотанная на керамический сердечник. Температура регулируется блоком электроники с жидкокристаллическим экраном. Включение и установка интенсивности обдува осуществляется переключателем, расположенным в ручке пистолета. Для удобства работы рукоятка имеет резиновые накладки. Потребляемая мощность 1,8 кВт, питающее напряжение 220 В. Температура горячего воздуха трехступенчатая: I – 60 °С, II – 60...300 °С, III – 300...620 °С. Масса пистолета 0,73 кг.

Рис. 2. Аккумуляторная ударная дрель-шуруповерт мод. ДША2-10РЭУ-18

Аккумуляторная ударная дрель-шуруповерт мод. ДША2-10РЭУ-18 (рис. 2) для сверления отверстий в металле, пластмассе, и т.п., а также для заворачивания (отворачивания) винтов и шурупов. Дрель имеет две частоты вращения (I – до 350 мин$^{-1}$, II – до 1100 мин$^{-1}$) с механическим переключением.

Выключатель с электронной регулировкой частоты вращения и реверсом. Для сверхточного завинчивания дрель оснащена двадцатипозиционной муфтой. Имеется зарядное устройство с ускоренной одночасовой зарядкой. Дрель выполняет функцию ударного действия, например, для сверления каменной кладки. Емкость аккумулятора дрели 1,3 А/ч. Крутящий момент рабочего органа 21; 23; 25 Н·м. Диаметр сверления по дереву 25 мм, по металлу или кирпичу – 10 мм. Масса дрели 4,8 кг.

(Продолжение следует)

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

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 07.04.11 г. Подписано в печать 14.06.11 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 5,88. Уч.-изд. л. 5,19. Заказ 363. 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.