

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

10 2010  
(123)

### СОДЕРЖАНИЕ

#### *Сборочное оборудование и его элементы*

Кристаль М.Г., Стегачев Е.В., Волчков В.М., Татаринцев Д.Ю., Шишаева А.С. Компьютерное моделирование процесса захвата уплотнительных колец пневматическим захватным устройством . . . . .	3
Матросова Ю.Н., Архипов Д.Л. Моделирование процесса функционирования и анализ работоспособности устройства для завинчивания шпилек . . . . .	7

#### *Технологичность конструкции*

Третьяков В.М. Конструирование изделий машиностроения. Определение координат узлов сопряжения . . . . .	11
Волков Г.Ю., Ратманов Э.В., Курасов Д.А., Колмаков С.В. Условия сборки планетарной передачи с двумя слоями сателлитов. . . . .	22

#### *Сборочно-сварочные работы. Пайка*

Штенников В.Н. Влияние заточки паяльного стержня на температуру контактной пайки . . . . .	27
---	----

#### *Обеспечение качества. Испытания. Контроль*

Степанов Ю.С., Кобяков Е.Т. К вопросу проектирования колебательной системы испытательной машины осевого циклического нагружения. . . . .	29
---	----

#### *В помощь конструктору, технологу*

Муравьёв В.И., Клешнина О.Н., Кузнецов А.А., Физулаков Р.А., Мартынюк А.М. Исследование влияния адсорбированной влаги на содержание водорода в поверхностном слое заготовок из титановых сплавов . . . . .	37
--	----

#### *Информация*

Иванов А.Н. Высокие технологии XXI века . . . . .	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  
Tel.: (499) 268-38-42; тел./факс: 268-85-26. Факс: (499) 269-48-97.

E-mail: sborika@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

<b>МОСКВА</b>	А.И. КУМЕНКО А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор) А.А. ГУСЕВ М.В. ВАРТАНОВ А.М. ДАЛЬСКИЙ И.Н. ЗИНИНА Ю.Л. ИВАНОВ Ю.Г. КОЗЫРЕВ	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

<b>БЕЛГОРОД</b>	ОМСК	ОМСК
Н.А. ПЕЛИЧЕНКО	А.Н. ПОЛЯКОВ	А.Н. ПОЛЯКОВ
<b>БРЯНСК</b>	О.А. СЕРДЮК	О.А. СЕРДЮК
О.А. ГОРЛЕНКО	А.П. ФОТ	А.П. ФОТ
<b>ВЛАДИВОСТОК</b>	РЫБИНСК	РЫБИНСК
Ю.Н. КУЛЬЧИН	В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ	В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ
А.А. СУПОНЯ	В.В. НЕПОМИЛУЕВ	В.В. НЕПОМИЛУЕВ
В.М. КОРНИЕНКО	А.Н. СЕМЕНОВ	А.Н. СЕМЕНОВ
<b>ВОЛГогРАД</b>	САМАРА	САМАРА
В.Г. КАРАБАНЬ	М.А. ЕВДОКИМОВ	М.А. ЕВДОКИМОВ
М.Г. КРИСТАЛЬ	Ю.А. ВАШУКОВ	Ю.А. ВАШУКОВ
В.И. ЛЫСАК	Г.А. КУЛАКОВ	Г.А. КУЛАКОВ
В.М. ТРУХАНОВ	В.А. НИКОЛАЕВ	В.А. НИКОЛАЕВ
<b>ИЖЕВСК</b>	САНКТ-ПЕТЕРБУРГ	САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
И.В. АБРАМОВ	В.Ф. КУЗЬМИН	В.Ф. КУЗЬМИН
Б.А. ЯКИМОВИЧ	Е.В. ШАЛОБАЕВ	Е.В. ШАЛОБАЕВ
В.Г. ОСЕТРОВ	ТОЛЬЯТИ	ТОЛЬЯТИ
И.К. ПИЧУГИН	А.И. РЫЖКОВ	А.И. РЫЖКОВ
<b>КАЗАНЬ</b>	Б.Ф. ХАЗОВ	Б.Ф. ХАЗОВ
Р.И. АДГАМОВ	ТУЛА	ТУЛА
<b>КОВРОВ</b>	В.В. ПРЕЙС	В.В. ПРЕЙС
Ю.З. ЖИТНИКОВ	ХАБАРОВСК	ХАБАРОВСК
<b>КОЛОМНА</b>	В.А. ЛАШКО	В.А. ЛАШКО
Ю.Д. АМИРОВ	<b>Украина</b>	<b>Украина</b>
<b>КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ</b>	КИЕВ	КИЕВ
Б.Н. МАРЬИН	А.С. ЗЕНКИН	А.С. ЗЕНКИН
В.И. ШПОРТ	В.А. МАТВИЕНКО	В.А. МАТВИЕНКО
А.М. ШИЛЛЕВ	<b>ДОНЕЦК</b>	<b>ДОНЕЦК</b>
<b>НАБЕРЕЖНЫЕ ЧЕЛНЫ</b>	А.Н. МИХАЙЛОВ	А.Н. МИХАЙЛОВ
С.В. ДМИТРИЕВ	СЕВАСТОПОЛЬ	СЕВАСТОПОЛЬ
Р.М. ХИСАМУТДИНОВ	Е.Л. ПЕРВУХИНА	Е.Л. ПЕРВУХИНА
<b>НИЖНИЙ НОВГОРОД</b>	<b>Беларусь</b>	<b>Беларусь</b>
С.В. ГОЛУБЕВ	МИНСК	МИНСК
<b>ОМСК</b>	В.Л. БАСИНЮК	В.Л. БАСИНЮК
В.Н. КОСТЮКОВ	<b>Гомель</b>	<b>Гомель</b>
<b>ОРЕЛ</b>	В.Е. СТАРЖИНСКИЙ	В.Е. СТАРЖИНСКИЙ
Ю.С. СТЕПАНОВ	<b>ПОЛОЦК</b>	<b>ПОЛОЦК</b>
Г.А. ХАРЛАМОВ	М.Л. ХЕЙФЕЦ	М.Л. ХЕЙФЕЦ

#### Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Н.М. КУЩ-ЖАРКО, л.д. ПАРШЕНКОВА

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

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*

10 2010  
(123)

### CONTENTS

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

Kristal M.G., Tatarintsev D.J., Stegachev E.V., Volchkov V.M., Shishaeva A.S.

Computer modelling of the sealing rings grip by pneumatic gripping device . . . . . 3

Matrosova Yu.N., Arkhipov D.L. Simulation of the operation and analysis efficiency of the device to tighten the bolts . . . . . 7

#### *Manufacturability of a construction*

Tretykov V.M. Designing of products. Definition of coordinates of interface nodes . . . . . 11

Volkov G.Yu., Ratmanov E.V., Kurasov D.A., Kolmakov S.V. Conditions of assembly of a planetary transmission without carrier with two layers of satellites . . . . . 22

#### *Assembly Welding Works. Solder*

Shtennikov V.N. Influence of sharpening of the soldering core on temperature of the contact soldering . . . . . 27

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

Stepanov Yu.S., Kobyakov E.T. To the problem of oscillating system design for a testing machine with axial repeated loading . . . . . 29

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

Muravyev V.I., Kleshnina O.N., Fizulakov R.A., Kuznecov A.A., Martynyuk A.M. The influence of adsorbed moisture on the hydrogen content in the surface layer blanks of titanium alloys . . . . . 37

#### *Information*

Ivanov A.N. High Technologies of XXI . . . . . 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 Rossi" – 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](mailto:sborka@mashin.ru); [tsmm@mashin.ru](mailto: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**

VASILEV 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.  
KORNENKO 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**

BEZIAZHSKY 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**

KAHZOV B.F.  
RYZHKOVA 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.

##### **GOMEL**

STARZHINSKI V.E.

##### **POLOTSK**

KHEIFETZ M.L.

**Executive editors of current issue:**  
KUSH-ZHARKO N.M., PARSHENKOVA L.D.

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

# СБОРОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЕГО ЭЛЕМЕНТЫ

УДК 621.75 532.5

М.Г. Кристаль, д-р техн. наук, Е.В. Стегачев, канд. техн. наук,  
В.М. Волчков, канд. техн. наук, Д.Ю. Татаринцев (ВолгГТУ, г. Волгоград),  
А.С. Шишаева, аспирант (МФТИ(ГУ), г. Москва)  
E-mail: kitilar@vstu.ru

## Компьютерное моделирование процесса захвата уплотнительных колец пневматическим захватным устройством

Выполнено компьютерное моделирование основных процессов центрирования уплотнительного кольца воздушной струей и его захвата вакуумным каналом пневматического захватного устройства.

Computer simulation of basic process of ring centering by air jet and its capturing by suction tract of air-operated gripper is fulfilled.

**Ключевые слова:** захватывание уплотнительных колец, пневматическое захватное устройство, компьютерное моделирование, взаимодействие жидкости с подвижным твердым телом.

**Key words:** grip of sealing rings, pneumatic gripping device, computer modeling, fluid-structure interaction.

Для деталей, имеющих малую поверхность захватывания, к которым можно отнести уплотнительные кольца, разработаны специальные пневматические захватные устройства [1]. Для повышения надежности захватывания деталей перед подачей их на сборку предложено предварительное центрирование детали относительно оси устройства центральной напорной струей и последующий захват ее вакуумным каналом (рис. 1). Устройство имеет напорный 1 и эжекторный 2 каналы, питание которых осуществляют от одного источника сжатого воздуха. Сначала подключают напорный канал, в котором формируется струя  $S$  воздуха, обеспечивающая центрирование уплотнительного кольца 5. После завершения центрирования подключают эжекторный канал, в котором за счет эжекционного эффекта в щелевом сопле 3 создают разре-

жение в кольцевой камере. Кольцо захватывается созданым разрежением канавкой 4, после чего переносится к месту сборки.

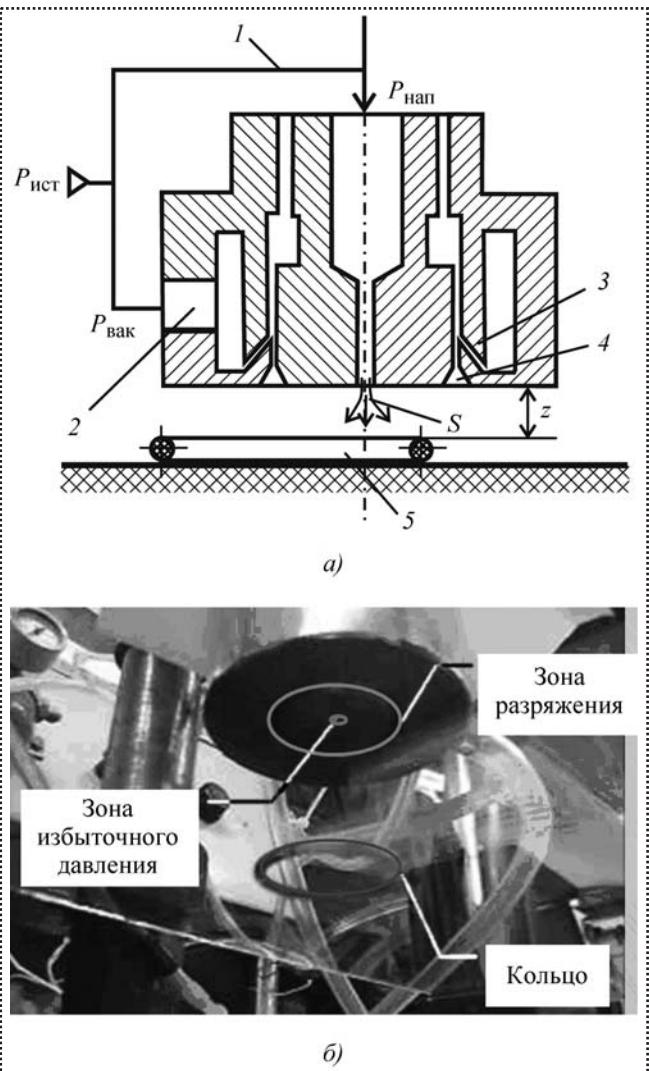


Рис. 1. Захватное устройство:  
а – конструктивная схема;  
б – натурный образец

Для установления рациональных значений рабочих и конструктивных параметров захватного устройства выполнено компьютерное моделирование основных рабочих этапов процесса центрирования и захвата детали. Моделировали течение газа внутри устройства в напорном и вакуумном каналах, в зонах центрирования и захвата уплотнительного кольца.

Поскольку численное моделирование не может учесть все аспекты течения воздуха, то параллельно выполняли эксперименты по определению основных газодинамических параметров, позволивших определить поправочные коэффициенты для последующего расчета рабочих характеристик устройства с измененными параметрами только средствами компьютерного моделирования без трудоемких натурных экспериментов.

Для определения рабочих характеристик захватного устройства требуется знать скорость потока в центрирующей струе воздуха и величину разрежения  $P_{\text{вак}}$  в вакуумном канале в зависимости от подаваемого давления  $P_{\text{ист}}$  и размеров внутренних каналов устройства. При известных газодинамических параметрах потоков можно рассчитать время  $t$  центрирования кольца и расстояние  $z$  от среза вакуумного канала устройства до детали, обеспечивающее ее надежное захватывание.

### Моделирование напорного и вакуумного каналов

Для моделирования течения воздуха во внутренних каналах устройства использовали компьютерный пакет SolidWorks Flow Simulation [2]. Расчет основан на обычных уравнениях турбулентного потока (уравнениях Навье–Стокса и  $k$ – $\epsilon$  модели турбулентности).

Поскольку численное моделирование не может учесть характер геометрических переходов в каналах различного сечения, некоторые погрешности изготовления стенок каналов и т.п., то датчиком MPX4250D непосредственно измеряли полное давление  $P_{\text{нап}}$  в центрирующей струе в зависимости от давления  $P_{\text{ист}}$  на входе в напорный канал. Эту ситуацию моделировали средствами Flow Simulation с учетом присутствия в потоке сжатого воздуха датчика давления (рис. 2).

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных позволяет определить поправочный коэффициент  $k = P_{\text{ист}}^{\text{р}} / P_{\text{ист}}^{\text{э}}$  для гидравлических потерь в напорном канале. Здесь  $P_{\text{ист}}^{\text{р}}$ ,  $P_{\text{ист}}^{\text{э}}$  – значения соответственно расчетного и экспериментального давления питания устройства. Последующее моделирование вели с учетом этого поправочного коэффициента для рабочего состояния устройства (без датчика давления). На рис. 2 показаны типичные картины распределения в центрирующей струе

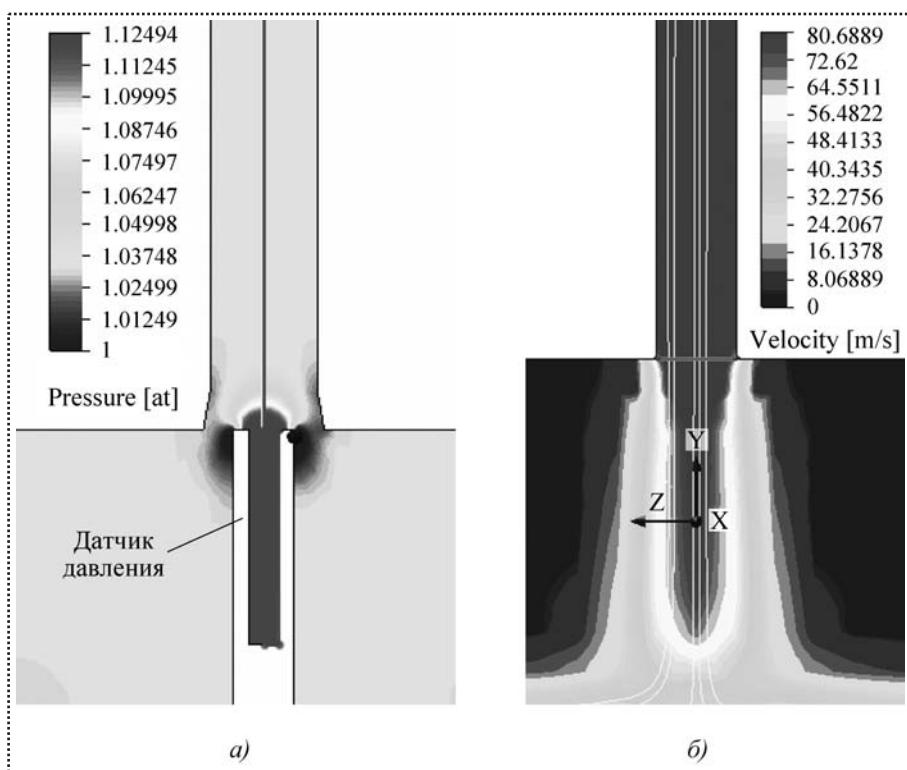


Рис. 2. Распределение давлений в центрирующей струе с датчиком (а) и скоростей без датчика (б)

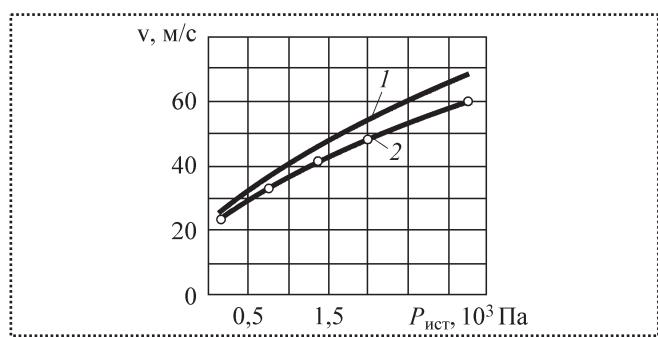


Рис. 3. Зависимость скорости  $v$  в центрирующей струе от входного давления  $P_{\text{ист}}$ :  
1 – расчетные значения;  
2 – экспериментальные данные

давления (с датчиком давления) и скоростей без датчика давления, а на рис. 3 – сопоставление расчетного давления с полученным экспериментально.

Течение потока воздуха в вакуумном канале моделировали также с использованием пакета FlowSimulation, но для узкого эжекционного канала создавали отдельную подобласть (subdo-

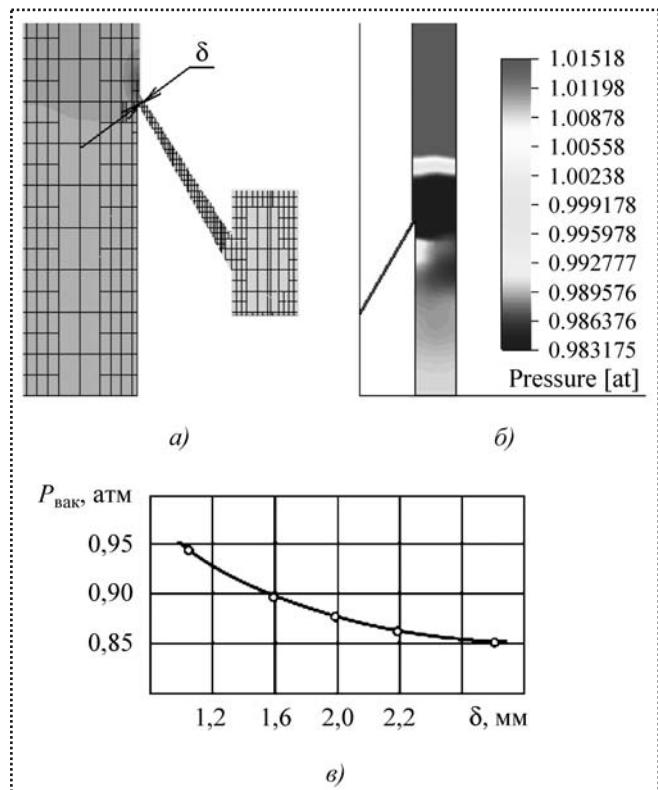


Рис. 4. Расчетная сетка (а), типичное распределение давления (б) и зависимость величины  $P_{\text{вак}}$  разрежения в кольцевой канавке от зазора  $\delta$  в эжекционном канале (в)

main) с более мелкой расчетной сеткой, чем в остальной области. Расчетная сетка и типичная картина распределения давления в вакуумном канале показаны на рис. 4. В результате моделирования определены величины разрежения  $P_{\text{вак}}$  в вакуумной зоне в зависимости от подаваемого давления  $P_{\text{ист}}$  питания и кольцевых щелевых зазоров  $\delta$  в эжекционном канале.

### Моделирование движения детали под действием аэродинамических сил

После определения давления в напорном и вакуумном трактах моделировали движение кольца на этапе центрирования с последующим высасыванием его вакуумным трактом.

Эту часть моделирования выполняли в пакете FlowVision [3, 4], который имеет встроенные средства FSI (Fluid Structure Interaction) и позволяет моделировать взаимодействие газодинамического потока с деформируемыми и жесткими твердыми телами. Взаимодействие с деформируемыми телами (тонкими и очень податливыми) моделируют с помощью транслятора FlowVision – Abaqus. Взаимодействие с подвижным жестким телом (в нашем случае) моделируют непосредственно встроенными средствами FlowVision. Для этого к уравнениям Навье–Стокса (с моделью турбулентности) добавляют уравнение движения твердого тела:

$$M \frac{d^2 \vec{u}}{dt^2} = \vec{F} + \vec{P}_f,$$

где  $M$  – масса кольца;

$\vec{u}$  – вектор перемещений подвижного объекта;

$\vec{F}$  – внешняя сила;

$\vec{P}_f$  – сила, действующая на кольцо со стороны жидкости.

Связь между уравнениями, описывающими движение воздуха и подвижного тела, осуществляется посредством явного метода. Для моделирования используется прямоугольная локально-адаптивная сетка с подсеточным разрешением геометрии. Такая технология позволяет автоматически осуществлять булево вы-

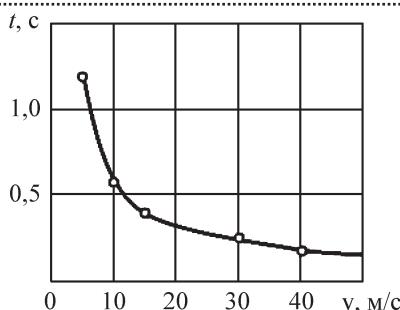


Рис. 5. Время  $t$  центрирования кольца при различных скоростях потока в центрирующей струе

читание нерасчетных объемов из прямоугольных ячеек и образовывать произвольные расчетные многогранники при прохождении границы расчетной области через прямоугольную ячейку. При этом граница может иметь произвольную криволинейную форму.

Данная технология применима как для построения сетки на неподвижной границе геометрии расчетной области, так и для динамического перестроения расчетной сетки около подвижного тела, перемещающегося по расчетной области.

Поскольку между кольцом в процессе его движения и основанием возможно появление малых зазоров, то при моделировании использована имеющаяся во FlowVision модель "малого зазора", которая моделирует течение газа в узких зазорах без дополнительного дробления расчетной сетки.

На рис. 5 показана зависимость расчетного времени  $t$  центрирования кольца при различных скоростях в потоке в центрирующей струе.

Результаты моделирования сопоставляли с данными скоростной фотосъемки, которые подтверждают достаточную адекватность расчетной модели (время центрирования в рабочем диапазоне давлений составляет  $\sim 0,1\ldots 0,2$  с).

Таким образом, компьютерная модель позволяет на стадии проектирования подобных захватных устройств определять их основные рабочие и конструктивные параметры без проведения дополнительных трудоемких экспериментов.

#### Библиографический список

1. Кристаль М.Г., Стегачев Е.В. Моделирование пневмовихревого захватного устройства с вращающейся вихревой камерой // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2004. № 1. С. 19–23.
2. SolidWorks Flow Simulation. Thechnical Reference // SolidWorks Russia – договор U160107.
3. Численное моделирование работы опорного подшипника с помощью прямого сопряжения систем ABAQUS и FLOWVISION–НПС / А.А. Аксенов, К.Е. Жлуктов, А.С. Шишаева и др. // Изв. ВолгГТУ, сер. "Актуальные проблемы управления, вычислительной техники и информатики в технических системах". 2009. Вып. 7. № 12(60). С. 51–54.
5. Aksenov A.A., Dyadkin A.A., Pokhilko V.I. Overcoming of Barrier between CAD and CFD by Modified Finite Volume Method // Proc. of "1998 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference", San Diego, ASME PVP. 1998. V. 377-1.



УДК 519.85

**Ю.Н. Матросова, канд. техн. наук,  
Д.Л. Архипов, студент (Ковровская государственная технологическая академия  
имени В.А. Дегтярева)  
E-mail: mjn78@yandex.ru, denarhipov@mail.ru**

## Моделирование процесса функционирования и анализ работоспособности устройства для завинчивания шпилек

Представлены кинематическая схема устройства для завинчивания шпилек и результаты моделирования устройства в среде Solid Works. Проведен анализ наиболее нагруженных участков устройства.

A kinematic diagram of the device for tightening bolts has been presented. The results of computer simulation of the device in the environment "Solid Works" are given in the text. The analysis of the most loaded parts of the device is made.

**Ключевые слова:** шпилька, устройство, завинчивание, сборка.

**Key words:** hairpin, device, screwing, assembly.

Одна из основных задач автоматизированной сборки изделий – разработка устройств, обеспечивающих высвобождение рабочих от тяжелого однообразного изнурительного труда, сопровождаемого вибрацией, шумом и другими вредными воздействиями, а также повышение производительности процесса сборки.

Устройства для автоматизированной сборки характеризуются общими принципами работы:

- подача узла в ориентированном положении на позицию сборки и его удаление после выполнения операции;
- подача в ориентированном положении соединяемых деталей в зону сборки;
- подвод исполнительного органа сборочного оборудования к собираемому узлу, доориентация относительно узла и отвод от него;
- завинчивание резьбовой детали.

Каждая из функций сборки имеет свои особенности. Так, подача собираемых узлов и де-

талей на позицию сборки осуществляется подающими устройствами, которые могут совершать как поступательное, так и вращательное движение. При подводе к узлу исполнительного органа сборочного оборудования не допускается удар, в результате которого возможна деформация элементов оборудования или соединяемой детали. При отводе исполнительного органа допускается удар в момент остановки системы в верхнем положении.

Устройство [1] (рис. 1) содержит несущую плиту 1, на которой установлен бункер–накопитель шпилек 2. В плиту запрессованы втулки на-

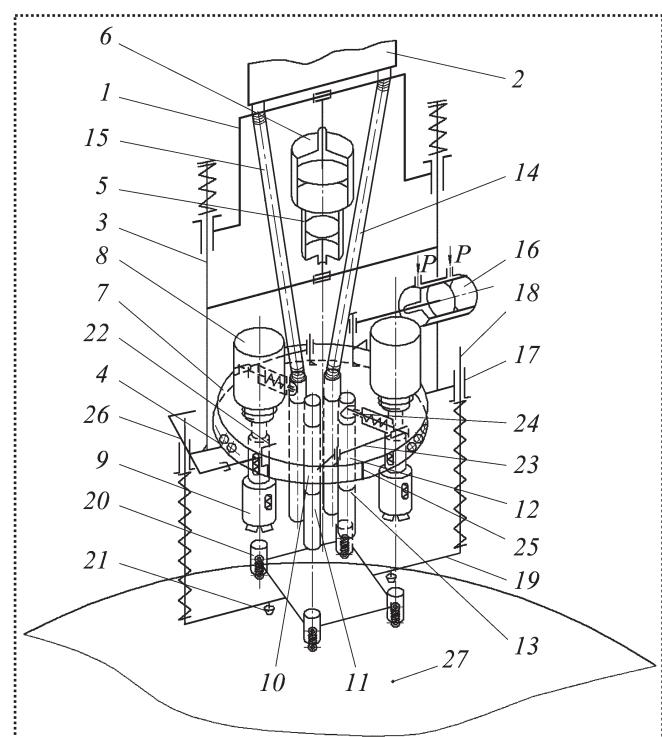


Рис. 1. Кинематическая схема устройства для завинчивания шпилек



правляющих штанг 3, снабженных пружинами и закрепленных на раме держателя 4, который шарнирно соединен с плитой 1 через соединенные между собой пневмоцилиндры 5 и 6.

На держателе 4 установлена планшайба 7, на которой сверху закреплены два шпильковерта 8 с размещенными в них шпинделями с патронами 9. Снизу к держателю 4 прикреплены две пары неподвижных втулок 10 и 12 с наложенными на них подвижными втулками соответственно 11 и 13. От бункера-накопителя 2 к втулкам 10 и 12 подведены шпильководы 14 и 15 (на рис. 1 показано по одному из них) в виде витых цилиндрических пружин.

Для поворота планшайбы 7 служит пневмоцилиндр 16, установленный на держателе 4, в который запрессованы втулки 17 направляющих штанг 18, закрепленных на кондукторной плите 19 с возможностью вертикального перемещения. В плите 19 установлены четыре кондукторные втулки 20 и два базирующих штифта 21. На держателе 4 размещены ограничитель поворота планшайбы 22 и кулачок 25. Отсекатель шпилек 24 и его рычаг 23 установлены на планшайбе 7. На направляющих штангах 18 закреплены фиксаторы 26 положения планшайбы при завинчивании шпилек. Под кондукторной плитой 19 расположен поворотный стол 27.

Устройство работает следующим образом. В исходном положении держатель 4 и кондукторная плита 19 подняты. Под плиту 19 поворотным столом 27 подается собираемый узел. Сжатый воздух поступает в нижнюю полость пневмоцилиндра 6 и его гильза опускается вместе с пневмоцилиндром 5, перемещая вниз штанги 3 и держатель 4. В результате кондукторная плита 19 базируется относительно узла, жестко закрепленного в спутнике, и при этом доориентирует узел коническими штифтами 21, а направляющие штанги 18 перемещаются по втулкам 17. Подвижные втулки 11 центрируются направляющей поверхностью лотков относительно наружной цилиндрической поверхности двух диаметрально противоположных кондукторных втулок 20. В этот момент две шпильки из бункера-накопителя 2 поступают в шпильководы 14, по которым они попадают в

отверстия втулок 10 и далее – в две кондукторные втулки 20, а две других по шпильководам 15 – в верхнюю часть втулок 12, удерживаясь от выпадания отсекателями 24.

Затем сжатый воздух подается под давлением  $P$  в правую полость пневмоцилиндра 16, который поворачивает планшайбу 7 на необходимый угол. При этом подвижные втулки 11 отводятся от пары кондукторных втулок 20, не задевая шпилек, а подвижные втулки 13 устанавливаются соосно отверстиям другой пары втулок 20, центрируясь лотками относительно их наружной цилиндрической поверхности, а отсекатели 24 при взаимодействии рычага отсекателя 23 с кулачком 25 открывают проход шпилек, которые выпадают во втулки 20. При этом патроны 9 шпильковертов 8 располагаются над двумя шпильками, поданными ранее в кондукторные втулки 20.

После поворота планшайбы 7 подается воздух в верхнюю полость пневмоцилиндра 5 и одновременно включаются шпильковерты 8. Держатель 4 опускается, патроны 9 захватывают шпильки, автоматически нажимают и завинчивают их в деталь, а фиксаторы 26 положения планшайбы при завинчивании шпилек входят в пазы ограничителя поворота планшайбы 22, не позволяя ей поворачиваться под действием реактивных моментов.

По окончании завинчивания пары шпилек шпильковерты 8 отключаются. Затем подается воздух в нижнюю полость пневмоцилиндра 5. Держатель 4 поднимается, фиксаторы 26 положения планшайбы при завинчивании шпилек выходят из пазов ограничителя планшайбы 22, а патроны 9 снимаются с завинченных шпилек. Далее воздух под давлением  $P$  подается в левую полость пневмоцилиндра 16, возвращая планшайбу 7 в исходное положение, при котором патроны 9 располагаются над второй парой поданных шпилек. Втулки 11 базируются относительно кондукторных втулок 20.

Затем воздух вновь подается в верхнюю полость пневмоцилиндра 5 и включаются шпильковерты 8. Держатель 4 опускается, патроны 9 захватывают вторую пару шпилек, нажимают и завинчивают их, после чего шпильковерты 8 отключаются, подается воздух сначала в ниж-



нюю полость пневмоцилиндра 5, а затем в верхнюю полость пневмоцилиндра 6. В результате держатель 4 сначала поднимается, снимая патроны 9 с завинченных шпилек, а потом вместе с кондукторной плитой 19 занимает исходное положение.

Узел с завинченными шпильками удаляется, а на его место конвейер подает следующий. Рабочий цикл повторяется.

Для анализа функционирования системы необходимо в первую очередь рассмотреть необходимые и достаточные условия работы устройства. В данном завинчивающем устройстве используются три пневмоцилиндра, следовательно, необходимо рассмотреть условия для каждого из них.

Необходимое условие для пневмоцилиндра 6, который опускает систему:

$$F_{\text{пп}} > \sum G_{\text{сист}}, \quad (1)$$

где  $G_{\text{сист}} = g \sum m_{\text{сист}}$ ;

$F_{\text{пп}}$  – сила пневмоцилиндра;

$G_{\text{сист}}$  – вес системы;

$g$  – ускорение свободного падения;

$m_{\text{сист}}$  – масса системы.

Необходимое условие для пневмоцилиндра 5 – условие жесткого прижатия кондукторной плиты:

$$F_{\text{пп}} + G_{\text{ппш}} > 2 F_{\text{пр}}, \quad (2)$$

где  $G_{\text{ппш}}$  – вес планшайбы;

$F_{\text{пр}}$  – сила прижатия кондукторной плиты.

Второе необходимое условие для пневмоцилиндра 5 рассматривается для случая сдергивания шпильковертов после завинчивания шпилек:

$$F_{\text{пп}} > n Q_3 f, \quad (3)$$

где  $n$  – количество кулачков;

$f$  – коэффициент трения,  $f = 0,4$ ;

$Q_3$  – момент затяжки.

Необходимое условие для пневмоцилиндра 16 рассматривается в случае поворота планшайбы:

$$\begin{aligned} M_{\text{пп}} &> M_{\text{тр}}; \\ M_{\text{пп}} &= F_{\text{пп}} r_{\text{рыч}}; \\ M_{\text{тр}} &= 0,98 G_{\text{ппш}}, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $M_{\text{пп}}$  – момент пневмоцилиндра;

$r_{\text{рыч}}$  – радиус действия рычага поворота планшайбы.

Достаточное условие надежной работы устройства обеспечивается, когда величина деформации поверхности шпильки от сжатия кулачками патрона меньше половины припуска на обработку:

$$\Delta_{\text{см}} < \frac{\delta}{2} \quad (5)$$

или

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\text{см}}}{S_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (6)$$

где  $\Delta_{\text{см}}$  – деформация шпильки под действием силы пневмоцилиндра;

$\delta$  – допуск на размер между поверхностями шпильки, которые контактируют с кулачками патрона;

$\sigma_{\text{см}}$  – напряжение смятия в шпильке;

$F_{\text{см}}$  – сила смятия ( $F_{\text{см}} = F_{\text{пп}}$ );

$S_{\text{см}}$  – площадь смятия;

$[\sigma_{\text{см}}]$  – допустимое напряжение в материале шпильки при смятии.

Для надежной собираемости узла необходимо выполнить следующие условия:

- найти предельную скорость вращения шпинделя для данных параметров шпильки и выбрать соответствующий шпильковерт;

- шаг спирали архимеда, по которой происходит поиск отверстия и наживление шпильки, не должен превышать 2/3 диаметра резьбы.

Для автоматизации проверки условий надежной собираемости узла было разработано программное обеспечение, интерфейс которого представлен на рис. 2. После введения в программу исходных данных о завинчиваемой детали (диаметр и шаг резьбы) происходит расчет предельной скорости вращения шпинделя и проверка условия доориентации шпилек, а также невыхода конца резьбовой детали из зоны отверстия.

В связи с высокой стоимостью изготовления экспериментальных образцов целесооб-

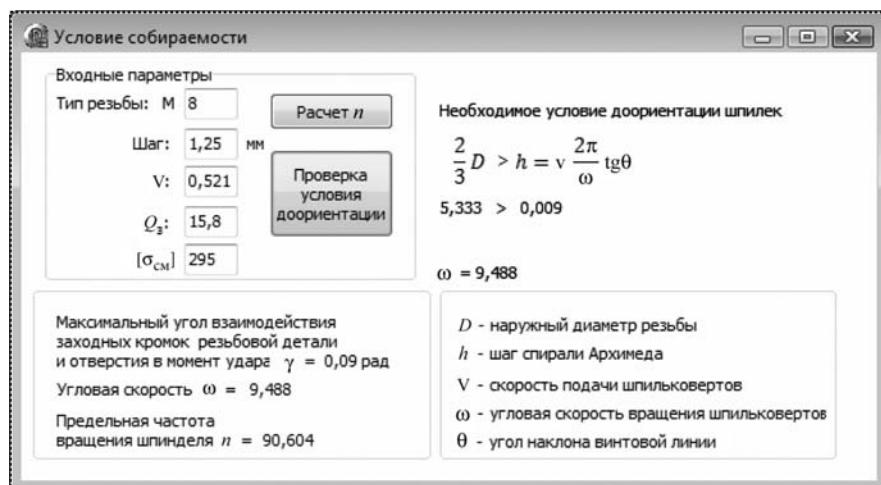


Рис. 2. Интерфейс программы

разно проводить моделирование устройств и процесса их функционирования, используя современные средства проектирования.

Авторами смоделирована сборка устройства для завинчивания шпилек в среде Solid Works (рис. 3) и проверено функционирование всех его элементов, после чего в приложении COSMOSWorks к среде Solid Works проведен анализ конструкции на работоспособность методом конечных элементов с целью выявления наиболее нагруженных участков. К последним

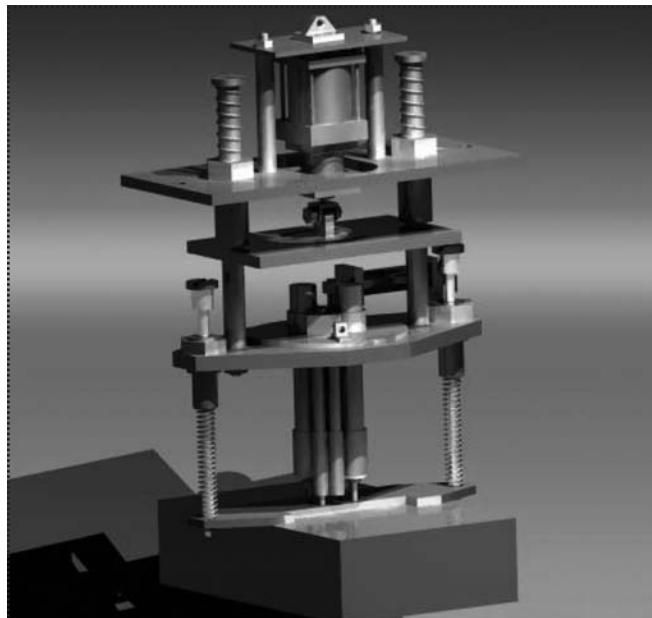


Рис. 3. Модель устройства для завинчивания шпилек

относятся участки контактов между шпильками и шпильковертами, на которые действуют врачающий момент от шпильковертов, давление шпильковерта на шпильку и сопротивление завинчиванию шпильки. Результаты анализа показали, что после выполнения сценария нагружения с учетом неперпендикулярности оси шпильки и плоскости узла и допустимых отклонений на диаметральный размер шпильки все участки нагрузки не имели критических значений, что свидетельствует о высоком уровне работоспособности данного устройства.

Во время завинчивания шпилек в сборочный узел возникает момент завинчивания не только в резьбовом соединении "шпилька – узел", но и в резьбовом соединении "резьбовые разрезные кулачки патрона – шпилька". При этом может произойти затяжка резьбовой головки по резьбовой поверхности шпильки, что не позволит свободно снять резьбовые кулачки со шпильки, а перекос или неперпендикулярность ввинчиваемых шпилек могут привести к закусыванию резьбы в момент медленного съема кулачков. Следовательно, необходимо приложить дополнительное усилие, чтобы сдернуть шпильковерты. Сдергивание выполняет пневмоцилиндр 5 (см. рис. 1). В результате проведенного анализа получено, что при сдергивании шпильковертов за счет сил крепления и инерции узла происходит раскрытие кулачков без повреждения поверхности резьбы. Следовательно, данная конструкция устройства обеспечивает качественную сборку.

Таким образом, предлагаемый способ моделирования позволяет оценить работоспособность устройств сложных конструкций.

#### Библиографический список

1. Устройство для завинчивания шпилек: Патент РФ № 2323077, МКИ<sup>3</sup> B23P19/06 / Ю.З. Житников, Б.Ю. Житников, Ю.Н. Матросова, А.Е. Матросов. Б.И. № 12. 2008.

# ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ

УДК 621.81

**В.М. Третьяков, д-р техн. наук, профессор**

(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева)

E-mail: tretyakov.kovrov@list.ru

## Конструирование изделий машиностроения. Определение координат узлов сопряжения

Дано понятие координат узлов сопряжения изделия. Приведены примеры их задания и определения координат узлов изделий по известным координатам узлов входящих в них составных частей.

*In paper the concept of coordinate of interface nodes of a product is entered. Examples of the task of coordinates assignment of interface nodes of products and definitions of coordinates of interface nodes of products on known coordinates of interface nodes of units entering into them are resulted..*

**Ключевые слова:** изделие, конструирование, узел сопряжения, координаты.

**Key words:** product, designing, interface node, coordinates.

Изделие и его составные части  $e$  характеризуются совокупностью  $R_a(e) = (a_1, a_2, \dots, a_n)$  узлов сопряжения  $a_i$  и вектором конструктивных параметров  $v(e)$ , который содержит в качестве подмножества вектор  $v_a(e)$  координат, определяющих положение узлов сопряжения. Под узлом сопряжения понимается совокупность поверхностей и/или фрагментов поверхностей составной части, служащих в данный момент для взаимодействия с другим объектом.

В работе [1] рассмотрен процесс конструирования изделий и их составных частей с использованием понятия "узел сопряжения", что позволило предложить алгебру сборки, формализующую процесс синтеза изделия. В данной работе рассмотрены некоторые конструктивные параметры изделий.

### О понятии "координаты узла сопряжения"

Узлы сопряжения – это основные элементы конструкции, поэтому их координаты наряду с

характеристиками поверхностей, входящих в состав узлов, являются основной компонентой конструктивных параметров изделия.

Узлы сопряжения отличаются друг от друга исполнениями, которые определяются множеством признаков, описывающих входящие в них поверхности и их фрагменты, например, форма и взаимное расположение поверхностей, их размеры, отклонения формы и расположения и т.п. [2]. Таким образом, узел сопряжения в общем случае может быть достаточно сложным объектом. Возникает вопрос, что следует считать координатами узла сопряжения и каким должно быть описание этих координат?

Будем считать, что для изделия  $e_i$  задана связанные с ним система координат  $O_i X_i Y_i Z_i$  (базовая), известны исполнения узлов сопряжения и положения входящих в них поверхностей (например, узлы  $a_{i1}$  и  $a_{i2}$  на рис. 1, а). Первый элемент индекса обозначения узла сопряжения показывает номер изделия, которому он принадлежит, второй – порядковый номер узла.

Для каждого узла сопряжения введем привязочную систему координат, в которой задается его геометрическая модель (ГОСТ 2.052–2006. Электронная модель изделия. Общие положения). Показанная на рис. 1 система координат  $o_{i1} x_{i1} y_{i1} z_{i1}$  является привязочной для узла  $a_{i1}$  (на рисунках показаны только оси  $x$  и  $y$ ). Точку  $o_{i1}$  начала привязочной системы координат будем называть привязочной точкой (выделенные курсивом термины использованы в ГОСТ 14.417–81 ЕСТПП. Проектирование автоматизированное. Входной язык для технологического проектирования. Язык описания де-

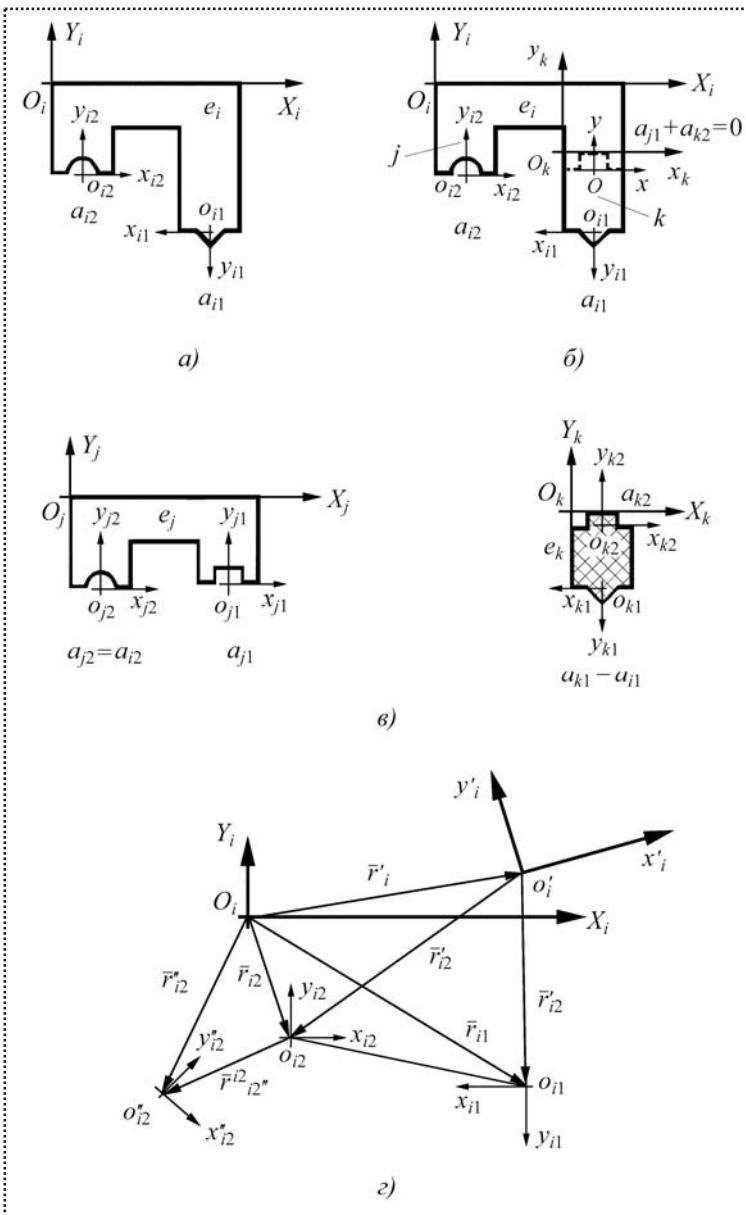


Рис. 1. Системы координат изделий, составных частей и их узлов сопряжения

тали). Считаем, что при всех действиях, совершаемых с изделием (соединение с другим изделием, относительное перемещение соединенных изделий), геометрическая модель узла в его привязочной системе координат не изменяется.

Если ввести условное обозначение узла сопряжения, например, присваивая каждому узлу свой порядковый номер, то далее можно говорить об узле как целостном объекте и опе-

рировать его условным обозначением (номером) и привязочной системой координат. Для идентификации узла, имеющего охватывающее исполнение (узел  $a_{i2}$  на рис. 1, a), используем его условное обозначение со знаком "+", а для узла с охватываемым исполнением — со знаком "-" [1]. Если исполнениям узлов  $i$ -го изделия, показанного на рис. 1, a, присвоить номера 1 и 2, то их обозначения будут иметь вид:  $a_{i1} = -1$ ;  $a_{i2} = 2$ .

Положение привязочной системы координат в базовой системе изделия определяем координатами ее привязочной точки и ориентацией осей относительно базовой системы координат. Положение привязочной точки  $o_{ip}$  системы координат  $o_{ip} x_{ip} y_{ip} z_{ip}$  узла сопряжения  $a_{ip}$  можно задать радиус-вектором ( $\vec{r}_{ip} = \overrightarrow{O_i o_{ip}}$  и  $\vec{r}_{i2} = \overrightarrow{O_i o_{i2}}$  на рис. 1, a), который представляется столбцовой матрицей координат привязочной точки, заданных в базовой системе координат из-

$$\text{делия } \bar{r}_{ip} = \begin{pmatrix} x_{o_{ip}} \\ y_{o_{ip}} \\ z_{o_{ip}} \end{pmatrix}.$$

Ориентацию осей привязочной системы координат  $o_{ip} x_{ip} y_{ip} z_{ip}$  узла сопряжения  $a_{ip}$  относительно осей базовой системы  $O_i X_i Y_i Z_i$  зададим матрицей косинусов углов между осями координат [3]:

$$M_{ip} = \begin{vmatrix} \alpha_{1p} & \alpha_{2p} & \alpha_{3p} \\ \beta_{1p} & \beta_{2p} & \beta_{3p} \\ \gamma_{1p} & \gamma_{2p} & \gamma_{3p} \end{vmatrix}, \quad (1)$$

где  $\alpha_{1p}$ ,  $\beta_{1p}$ ,  $\gamma_{1p}$  — косинусы углов, которые ось  $o_{ip} x_{ip}$  привязочной системы координат образует с осями соответственно  $O_i X_i$ ,  $O_i Y_i$  и  $O_i Z_i$  базовой системы;

$\alpha_{2p}$ ,  $\beta_{2p}$ ,  $\gamma_{2p}$  и  $\alpha_{3p}$ ,  $\beta_{3p}$ ,  $\gamma_{3p}$  — косинусы углов, которые оси  $o_{ip} y_{ip}$  и  $o_{ip} z_{ip}$  образуют с осями базовой системы.



Таким образом, положение любой привязочной системы координат в базовой системе координат изделия можно описать в виде пары  $(M_{i_p}, \vec{r}_{i_p})$ . В качестве координат узла сопряжения  $a_{i_p}$  рассматриваем пару указанного вида, определяющую положение его привязочной системы координат относительно базовой системы. Если узел сопряжения может занимать различные положения на поверхности составной части, то его координаты представляются множеством указанных пар. Индекс компонентов пары соответствует индексу узла сопряжения, координаты которого они представляют. В [4] подобной парой определяется положение деталей друг относительно друга при исследовании точности машин.

Матрица косинусов (1) может быть заменена произведением матриц, используемых при описании последовательного поворота одной системы координат относительно осей другой системы [4].

Координаты узлов  $a_{i_1}$  и  $a_{i_2}$ , показанных на рис. 1, представлены парами  $(M_{i_1}, \vec{r}_{i_1})$  и  $(M_{i_2}, \vec{r}_{i_2})$ ,

$$\text{где } M_{i_1} = \begin{vmatrix} -1 & 0 \\ 0 & -1 \end{vmatrix}, \quad \vec{r}_{i_1} = \begin{vmatrix} x_{o_{i_1}} \\ y_{o_{i_1}} \end{vmatrix};$$

$$M_{i_2} = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{vmatrix}, \quad \vec{r}_{i_2} = \begin{vmatrix} x_{o_{i_2}} \\ y_{o_{i_2}} \end{vmatrix}.$$

$$\text{Координаты } X_{i_p} = \begin{vmatrix} x_{i_p} \\ y_{i_p} \\ z_{i_p} \end{vmatrix} \text{ любой точки по-}$$

верхностей узла сопряжения  $a_{i_p}$ , заданные в его привязочной системе координат, связаны с

$$\text{координатами } X_i = \begin{vmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{vmatrix} \text{ этой точки в базовой}$$

системе координат изделия выражением вида [3]:

$$X_i = M_{i_p} X_{i_p} + \vec{r}_{i_p}. \quad (2)$$

### Определение координат узлов сопряжения при изменении его положения относительно базовой системы координат

Возможны два варианта изменения положения узла сопряжения и его привязочной системы координат относительно базовой системы координат:

- введение новой базовой системы координат;
- изменение положения узла сопряжения на поверхностях изделия.

Пусть изменилась базовая система координат. Новую систему обозначим  $O'_i X'_i Y'_i Z'_i$ . Положение ее начала  $O'_i$  относительно старой базовой системы определяется радиус-вектором  $\vec{r}'_i$  (рис. 1, г). Ориентацию осей новой базовой системы  $O'_i X'_i Y'_i Z'_i$  относительно осей системы  $O_i X_i Y_i Z_i$  зададим матрицей косинусов углов между осями координат

$$M'_i = \begin{vmatrix} \alpha'_1 & \alpha'_2 & \alpha'_3 \\ \beta'_1 & \beta'_2 & \beta'_3 \\ \gamma'_1 & \gamma'_2 & \gamma'_3 \end{vmatrix}.$$

Ориентацию осей привязочной системы координат любого узла сопряжения  $a_{i_p}$  относительно осей новой базовой системы можно найти, используя матрицы косинусов углов, по следующей формуле:

$$M'_{i_p} = (M'_i)^{-1} M_{i_p}. \quad (3)$$

Положение привязочной точки  $a_{i_p}$  привязочной системы координат узла  $a_{i_p}$  в системе координат  $O'_i X'_i Y'_i Z'_i$  определяется радиус-вектором

$$\vec{r}'_{i_p} = (M'_i)^{-1} (\vec{r}_{i_p} - \vec{r}'_i). \quad (4)$$

В примере, приведенном на рис. 1, а и г,  $M'_{i_1} = (M'_i)^{-1} M_{i_1}$ ,  $\vec{r}'_{i_1} = (M'_i)^{-1} (\vec{r}_{i_1} - \vec{r}'_i)$  и  $M'_{i_2} = (M'_i)^{-1} M_{i_2}$ ,  $\vec{r}'_{i_2} = (M'_i)^{-1} (\vec{r}_{i_2} - \vec{r}'_i)$ . Таким образом, в новой базовой системе  $O'_i X'_i Y'_i Z'_i$  узлы



$a_{i_1}$  и  $a_{i_2}$  будут иметь координаты  $(M'_{i_1}, \vec{r}'_{i_1})$  и  $(M'_{i_2}, \vec{r}'_{i_2})$ .

С учетом (2)–(4) координаты любой точки поверхностей узла сопряжения в системе координат  $O'_i X'_i Y'_i Z'_i$  определяются выражением

$$\begin{aligned} X'_i &= M'_{i_p} X_{i_p} + \vec{r}'_{i_p} = \\ &= (M'_i)^{-1} M_{i_p} X_{i_p} + (M'_i)^{-1} (\vec{r}_{i_p} - \vec{r}'_i). \end{aligned}$$

Пусть изменилось положение узла  $a_{i_p}$  на поверхностях изделия. Вместе с ним изменяется положение его привязочной системы координат, а значит, меняются координаты узла. Новое положение  $o''_{i_2} x''_{i_2} y''_{i_2} z''_{i_2}$  привязочной системы координат  $o_{i_2} x_{i_2} y_{i_2} z_{i_2}$  переместившегося узла  $a_{i_2}$  показано на рис. 1, г. Положение системы  $o''_{i_2} x''_{i_2} y''_{i_2} z''_{i_2}$  относительно системы  $o_{i_2} x_{i_2} y_{i_2} z_{i_2}$  задается матрицей косинусов  $M'^{i_2}_{i_2}$  и радиус-вектором  $\vec{r}^{i_2}_{i_2}$ , определяющим новое положение привязочной точки системы координат узла  $a_{i_2}$ . Таким образом, новые координаты  $(M'_{i_p''}, \vec{r}'_{i_p''})$  узла  $a_{i_p}$  в базовой системе координат изделия  $O_i X_i Y_i Z_i$  будут определяться по формулам:

$$\begin{aligned} M_{i_p''} &= M'^{i_p}_{i_p''} M_{i_p}; \\ \vec{r}'_{i_p''} &= M_{i_p} \vec{r}^{i_p}_{i_p''} + \vec{r}'_i. \end{aligned} \quad (5)$$

### Координаты узлов сопряжения составных частей, создаваемых при декомпозиции изделия

Разделим  $i$ -е изделие на  $j$ -ю и  $k$ -ю составные части. В месте расчленения (на рис. 1, б показано пунктиром) на каждом из получаемых фрагментов формируется свой узел сопряжения. Вновь созданные узлы обозначены  $a_{j_1}$  и  $a_{k_2}$  для  $j$ -й и  $k$ -й составной части соответственно. Для этих узлов выполняется отношение согласования, т.е. они могут соединяться, образуя сборочную единицу. Условие их соединения можно представить уравнением сборки  $a_{j_1} + a_{k_2} = 0$  [1].

Для формируемых узлов сопряжения, находящихся в соединенном состоянии (рис. 1, б), вводится общая привязочная система коорди-

нат, обозначенная  $oxyz$ . Положение ее относительно базовой системы  $O_i X_i Y_i Z_i$  определяется радиус-вектором  $\vec{r}_{i_0}$  (на рисунках не показан) и матрицей косинусов  $M_{i_0}$ .

Для каждой полученной составной части используется своя базовая система координат. В примере, приведенном на рис. 1, б и в, для  $j$ -й составной части используется базовая система  $O_j X_j Y_j Z_j$ , эквивалентная системе  $O_i X_i Y_i Z_i$  исходного изделия, а для  $k$ -й формируется своя базовая система  $O_k X_k Y_k Z_k$ . Определим ее положение относительно системы  $O_i X_i Y_i Z_i$  изделия радиус-вектором  $\vec{r}_{i_k}$  (на рисунках не показан) и матрицей  $M_{i_k}$ .

Общая для сформированных узлов сопряжения привязочная система координат  $oxyz$  дублируется на каждой вновь созданной составной части, превращаясь в привязочные системы координат  $o_{j_1} x_{j_1} y_{j_1} z_{j_1}$  и  $o_{k_2} x_{k_2} y_{k_2} z_{k_2}$  новых узлов  $a_{j_1}$  и  $a_{k_2}$  (рис. 1, в).

Базовой системой координат  $j$ -й составной части служит базовая система расчлененного  $i$ -го изделия, поэтому координаты наследуемого  $q$ -го узла сопряжения  $(M_{jq}, \vec{r}_{jq}) = (M_{iq}, \vec{r}_{iq})$ , т.е.  $M_{jq} = M_{iq}$  и  $\vec{r}_{jq} = \vec{r}_{iq}$ . Например, для узла  $a_{j_2} = a_{i_2}$  (рис. 1, в)  $M_{j_2} = M_{i_2}$  и  $\vec{r}_{j_2} = \vec{r}_{i_2}$ . Для вновь созданного узла  $a_{j_1}$  координаты определяются парой  $(M_{j_1}, \vec{r}_{j_1})$ , компоненты которой задаются положением общей привязочной системы координат  $oxyz$ , введенной при расчленении изделия, т.е.  $M_{j_1} = M_{i_0}$ ;  $\vec{r}_{j_1} = \vec{r}_{i_0}$ .

Для  $k$ -й составной части базовой системой координат является вновь введенная система  $O_k X_k Y_k Z_k$ . Координаты  $s$ -го узла сопряжения, наследуемого  $k$ -й составной частью от  $i$ -го изделия или вновь введенного узла, определяются по формулам (3) и (4):

$$\begin{aligned} M_{ks} &= M_{ik}^{-1} M_{is}; \\ \vec{r}_{ks} &= M_{ik}^{-1} (\vec{r}_{is} - \vec{r}_{ik}). \end{aligned}$$

Например, при наследовании узла  $a_{k_1} = a_{i_1}$  (рис. 1, в)



$$\begin{aligned} M_{k1} &= M_{ik}^{-1} M_{i1}; \\ \vec{r}_{k1} &= M_{ik}^{-1} (\vec{r}_{i1} - \vec{r}_{ik}) \end{aligned}$$

и для вновь введенного узла  $a_{k2}$

$$\begin{aligned} M_{k2} &= M_{ik}^{-1} M_{io}; \\ \vec{r}_{k2} &= M_{ik}^{-1} (\vec{r}_{io} - \vec{r}_{ik}). \end{aligned}$$

### Определение координат узлов сопряжения сборочных единиц

При синтезе изделия из составных частей их соединение осуществляется узлами сопряжения. Соединяются узлы, для которых выполняется отношение согласования. Будем считать, что при соединении этих узлов их координаты совпадают, т.е. совмещаются привязочные точки и одноименные оси привязочных систем координат.

Для определения координат узлов сопряжения полученной сборочной единицы необходимо задать координаты узлов присоединяемой составной части в привязочной системе координат того ее узла, который образует требуемое соединение.

Пусть  $k$ -я составная часть присоединяется узлом  $a_{ks}$  к узлу  $a_{jq}$   $j$ -й составной части (для них  $a_{jq} + a_{ks} = 0$ ). Узел  $a_{kp}$   $k$ -й составной части становится узлом полученной сборочной единицы  $c$ . Найдем его координаты, если для сборочной единицы  $c$  в качестве базовой принимается система координат  $j$ -й составной части  $O_j X_j Y_j Z_j$ .

Координаты узлов сопряжения  $a_{ks}$  и  $a_{kp}$   $k$ -й составной части в ее базовой системе координат  $O_k X_k Y_k Z_k$  определяются парами  $(M_{ks}, \vec{r}_{ks})$  и  $(M_{kp}, \vec{r}_{kp})$ . По ним находим координаты  $(M_{kp}^{ks}, \vec{r}_{kp}^{ks})$  узла  $a_{kp}$  в новой базовой системе координат  $k$ -й составной части, совпадающей с привязочной системой координат узла  $a_{ks}$ . По формулам (3) и (4):

$$\begin{aligned} M_{kp}^{ks} &= M_{ks}^{-1} M_{kp}; \\ \vec{r}_{kp}^{ks} &= M_{ks}^{-1} (\vec{r}_{kp} - \vec{r}_{ks}). \end{aligned} \quad (6)$$

Для полученной сборочной единицы с координатами  $(M_{kp}^c, \vec{r}_{kp}^c)$  ее узла  $a_{kp}$  найдем по формулам:

$$\begin{aligned} M_{kp}^c &= M_{jq} M_{kp}^{ks}; \\ \vec{r}_{kp}^c &= M_{jq} \vec{r}_{kp}^{ks} + \vec{r}_{jq}. \end{aligned} \quad (7)$$

С учетом (6) преобразуем (7) к виду

$$\begin{aligned} M_{kp}^c &= M_{jq} M_{ks}^{-1} M_{kp}; \\ \vec{r}_{kp}^c &= M_{jq} M_{ks}^{-1} (\vec{r}_{kp} - \vec{r}_{ks}) + \vec{r}_{jq}. \end{aligned} \quad (8)$$

Формулу (8) можно использовать, если при соединении узлов их положения на поверхностях составных частей не изменяются.

Пусть при соединении узла  $a_{jq}$   $j$ -й составной части с узлом  $a_{ks}$   $k$ -й составной части положение последнего на ее поверхностях изменилось. Новое положение  $o'_{ks} x'_{ks} y'_{ks} z'_{ks}$  его привязочной системы координат относительно старого  $o_{ks} x_{ks} y_{ks} z_{ks}$  задается матрицей косинусов  $M_{ks}'$ , и радиус-вектором  $\vec{r}_{ks}'$ , определяющим новое положение привязочной точки системы координат узла  $a_{ks}$ . Новые координаты узла  $a_{kp}$  найдем по формулам (3) и (4):

$$\begin{aligned} M_{kp}^{ks'} &= (M_{ks}')^{-1} M_{kp}^{ks}; \\ \vec{r}_{kp}^{ks'} &= (M_{ks}')^{-1} (\vec{r}_{kp}^{ks} - \vec{r}_{ks}'). \end{aligned} \quad (9)$$

Для полученной сборочной единицы с координатами узла  $a_{kp}$  определяются на основе формулы (7):

$$\begin{aligned} M_{kp}^c &= M_{jq} M_{kp}^{ks'}; \\ \vec{r}_{kp}^c &= M_{jq} \vec{r}_{kp}^{ks'} + \vec{r}_{jq}. \end{aligned}$$

Из последнего с учетом (9) и (6) получим координаты узла  $a_{kp}$ :

$$\begin{aligned} M_{kp}^c &= M_{jq} (M_{ks}')^{-1} M_{ks}^{-1} M_{kp}; \\ \vec{r}_{kp}^c &= M_{jq} (M_{ks}')^{-1} M_{ks}^{-1} (\vec{r}_{kp} - \vec{r}_{ks}) - \\ &- M_{jq} (M_{ks}')^{-1} \vec{r}_{ks}' + \vec{r}_{jq}. \end{aligned} \quad (10)$$



Если при соединении узлов положение узла  $a_{ks}$  на  $k$ -й составной части не изменилось, то

$$M_{ks'}^{ks} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}; \quad \vec{r}_{ks'}^{ks} = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$

и формула (10) преобразуется в (8).

Полученные формулы для определения координат узлов сопряжения справедливы, если при соединении узлов их привязочные системы координат совмещаются, т.е. совпадают привязочные точки и одноименные оси. Рассмотрим случай, когда при соединении узлов их системы координат не совмещаются. Информация об относительном расположении привязочных систем координат соединяемых узлов также может быть представлена радиус-вектором, связывающим привязочные точки этих систем координат, и матрицей косинусов углов между их осями. Радиус-вектор задается в привязочной системе координат того из соединяемых узлов сопряжения, который принадлежит составной части, с которой связана базовая система координат формируемого изделия. Для случая соединения узла  $a_{jq}$   $j$ -й составной части с узлом  $a_{ks}$   $k$ -й составной части информация об их относительном положении задается парой  $(M_{ks}^{jq}, \vec{r}_{ks}^{jq})$  в привязочной системе координат узла  $a_{jq}$ .

Если привязочные системы координат соединяемых узлов не совмещаются, то координаты узла  $a_{kp}$ , наследуемого изделием у  $k$ -й составной части, в системе  $O_j X_j Y_j Z_j$   $j$ -й составной части, принятой за базовую систему координат изделия, определяются по формулам:

$$\begin{aligned} M_{kp}^c &= M_{jq} M_{ks}^{jq} M_{kp}^{ks}; \\ \vec{r}_{kp}^c &= M_{jq} M_{ks}^{jq} \vec{r}_{kp}^{ks} + M_{jq} \vec{r}_{ks}^{jq} + \vec{r}_{jq}. \end{aligned} \quad (11)$$

С учетом (6) формулы (11) преобразуем к виду:

$$\begin{aligned} M_{kp}^c &= M_{jq} M_{ks}^{jq} M_{ks}^{-1} M_{kp}; \\ \vec{r}_{kp}^c &= M_{jq} M_{ks}^{jq} M_{ks}^{-1} (\vec{r}_{kp} - \vec{r}_{ks}) + M_{jq} \vec{r}_{ks}^{jq} + \vec{r}_{jq}. \end{aligned} \quad (12)$$

Учтем перемещение обоих соединяемых узлов по поверхностям составных частей и несовпадение их привязочных систем координат при соединении. Для полученной сборочной единицы  $c$  координаты  $(M_{kp}^c, \vec{r}_{kp}^c)$  ее узла  $a_{kp}$  найдем по формулам (11):

$$\begin{aligned} M_{kp}^c &= M_{jq} M_{ks'}^{jq} M_{kp}^{ks'}; \\ \vec{r}_{kp}^c &= M_{jq} M_{ks'}^{jq} \vec{r}_{kp}^{ks'} + M_{jq} \vec{r}_{ks'}^{jq} + \vec{r}_{jq}. \end{aligned}$$

При этом учитываются новые координаты  $(M_{jq}, \vec{r}_{jq})$  узла  $a_{jq}$  и соединяемого с ним узла  $a_{ks}$  ( $M_{ks'}, \vec{r}_{ks'}$ ), которые заданы, как и выше, в их старых привязочных системах координат. Преобразуем эти выражения, учитывая, что в соответствии с (5)

$$\begin{aligned} M_{jq} &= M_{jq}^{jq} M_{jq}; \\ \vec{r}_{jq} &= M_{jq} \vec{r}_{jq}^{jq} + \vec{r}_{jq}, \end{aligned}$$

по (9)

$$\begin{aligned} M_{kp}^{ks'} &= (M_{ks'}^{ks'})^{-1} M_{kp}^{ks}; \\ \vec{r}_{kp}^{ks'} &= (M_{ks'}^{ks'})^{-1} (\vec{r}_{kp}^{ks} - \vec{r}_{ks'}^{ks}) \end{aligned}$$

и согласно (6)

$$\begin{aligned} M_{kp}^{ks} &= M_{ks}^{-1} M_{kp}; \\ \vec{r}_{kp}^{ks} &= M_{ks}^{-1} (\vec{r}_{kp} - \vec{r}_{ks}). \end{aligned}$$

В результате получим формулы для определения координат узла сопряжения  $a_{kp}$  сборочной единицы  $c$ :

$$M_{kp}^c = M_{jq} M_{ks}^{jq} M_{ks'}^{jq} (M_{ks'}^{ks'})^{-1} M_{ks}^{-1} M_{kp};$$

$$\begin{aligned} \vec{r}_{kp}^c &= M_{jq} M_{ks}^{jq} M_{ks'}^{jq} (M_{ks'}^{ks'})^{-1} \times \\ &\times [M_{ks}^{-1} (\vec{r}_{kp} - \vec{r}_{ks}) - \vec{r}_{ks'}^{ks}] + \\ &+ M_{jq} M_{ks}^{jq} \vec{r}_{ks'}^{jq} + M_{iq} \vec{r}_{jq}^{jq} + \vec{r}_{jq}. \end{aligned}$$



## Примеры задания и определения координат узлов сопряжения

Рассмотрим пример задания координат узлов сопряжения составных частей и определения координат узлов сопряжения формируемых из них сборочных единиц. Элементная база показана на рис. 2, а, получаемые сборочные единицы – на рис. 2, б. В табл. 1 приведена матрица соединений узлов сопряжения составных частей [1]. В первой строке и столбце приведены их обозначения, во второй строке и столбце указаны обозначения узлов сопряжения, в третьей строке и столбце показаны обозначения исполнений узлов. Единицы в ячейках таблицы обозначают пары соединяемых узлов, для которых выполняется отношение согласования [1].

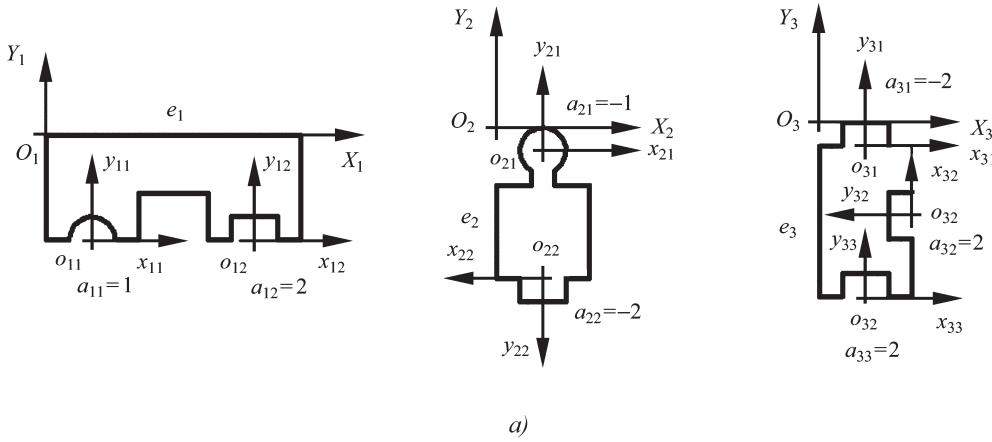
Описанные в табл. 1 составные части могут быть представлены выражениями вида [1]:

$$\begin{aligned} e_1 &= \sigma_1^0 (a_{11}, a_{12}) = \sigma_1^0 (1, 2); \\ e_2 &= \sigma_2^0 (a_{21}, a_{22}) = \sigma_2^0 (-1, -2); \\ e_3 &= \sigma_3^0 (a_{31}, a_{32}, a_{33}) = \sigma_3^0 (-2, 2, 2), \end{aligned}$$

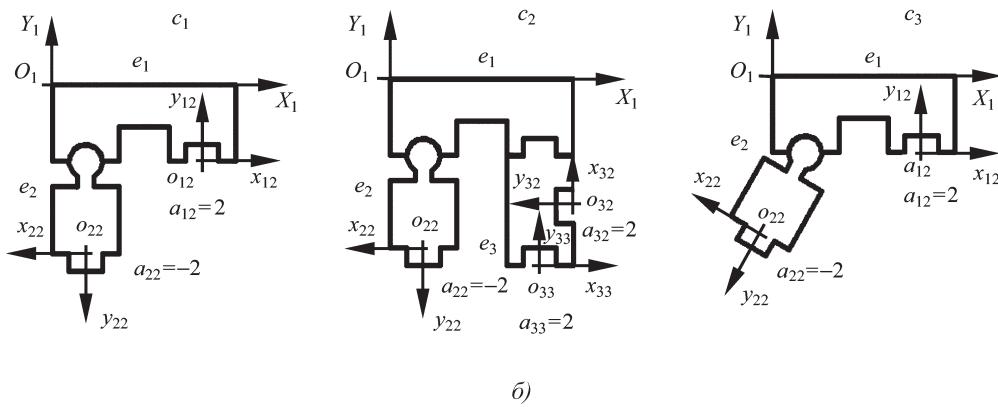
где  $\sigma$  – соединитель, представляющий собой граф связей узлов сопряжения компонентов, входящих в составную часть;

$\sigma^0$  – соединитель, представляющий собой пустой граф составной части, компонентами которой являются только ее узлы сопряжения.

В табл. 2 приведены координаты узлов сопряжения в базовых системах координат составных частей, представленные матрицами



а)



б)

Рис. 2. Составные части и полученные на их основе сборочные единицы:

а – элементная база с указанием узлов сопряжения, базовых и привязочных систем координат составных частей;  
б – сборочные единицы



Таблица 1

## Соединения узлов сопряжения составных частей

			$e_1$	$e_2$	$e_3$				
			$a_{11}$	$a_{12}$	$a_{21}$	$a_{22}$	$a_{31}$	$a_{32}$	$a_{33}$
			<b>1</b>	<b>2</b>	<b>-1</b>	<b>-2</b>	<b>-2</b>	<b>2</b>	<b>2</b>
$e_1$	$a_{11}$	<b>1</b>	0	0	1	0	0	0	0
	$a_{12}$	<b>2</b>	0	0	0	1	1	0	0
$e_2$	$a_{21}$	<b>-1</b>	1	0	0	0	0	0	0
	$a_{22}$	<b>-2</b>	0	1	0	0	0	1	1
$e_3$	$a_{31}$	<b>-2</b>	0	1	0	0	0	1	1
	$a_{32}$	<b>2</b>	0	0	0	1	1	0	0
	$a_{33}$	<b>2</b>	0	0	0	1	1	0	0

косинусов углов и радиус-векторами привязочных точек.

Соединив составные части  $e_1$  и  $e_2$ , получим сборочную единицу [1]

$$c_1 = \sigma_1(e_1, e_2) = \sigma_1(\sigma_1^0(a_{11}, a_{12}), \sigma_2^0(a_{21}, a_{22})).$$

Так как  $a_{11} + a_{21} = 1 + (-1) = 0$ , то соединение узлов сопряжения  $a_{11}$  и  $a_{21}$  возможно. В результате получается сборочная единица (см. рис. 2, б), описываемая выражением

$$c_1 = \sigma_1(a_{12}, a_{22}) = \sigma_1(2, -2).$$

Для сборочной единицы  $c_1$  координаты узла  $a_{12}$  равны координатам одноименного узла  $a_{12}$  составной части  $e_1$ . Координаты узла  $a_{22}$  определяются по формулам (8):

$$M_{22}^{c1} = M_{11} M_{21}^{-1} M_{22};$$

$$\vec{r}_{22}^{c1} = M_{11} M_{21}^{-1} (\vec{r}_{22} - \vec{r}_{21}) + \vec{r}_{11}.$$

Координаты узлов сопряжения приведены в табл. 3.

Получим более сложную сборочную единицу  $c_2$ , соединив  $c_1$  и  $e_3$ :

$$c_2 = \sigma_2(c_1, e_3) = \sigma_2(\sigma_1(a_{12}, a_{22}),$$

$$\sigma_3^0(a_{31}, a_{32}, a_{33})).$$

Так как  $a_{12} + a_{31} = 2 + (-2) = 0$ , то соединение узлов сопряжения  $a_{12}$  и  $a_{31}$  возможно. В результате получается сборочная единица (см. рис. 2, б), описываемая выражением

$$c_2 = \sigma_2(a_{22}, a_{32}, a_{33}) = \sigma_2(-2, 2, 2).$$

Для сборочной единицы  $c_2$  координаты узла  $a_{22}$  равны координатам одноименного узла  $a_{22}$  составной части  $c_1$ . Координаты узлов  $a_{32}$  и  $a_{33}$ , приведенные в табл. 3, определены по формулам (8):

$$M_{32}^{c2} = M_{12}^{c1} M_{31}^{-1} M_{32};$$

$$\vec{r}_{32}^{c2} = M_{12}^{c1} M_{31}^{-1} (\vec{r}_{32} - \vec{r}_{31}) + \vec{r}_{12}^{c1};$$

$$M_{33}^{c2} = M_{12}^{c1} M_{31}^{-1} M_{33};$$

$$\vec{r}_{33}^{c2} = M_{12}^{c1} M_{31}^{-1} (\vec{r}_{33} - \vec{r}_{31}) + \vec{r}_{12}^{c1}.$$

Сформируем сборочную единицу  $c_3$ , соединив составные части  $e_1$  и  $e_2$ , повернув  $e_2$  на угол  $30^\circ$  по часовой стрелке относительно оси  $o_{21}z_{21}$  привязочной системы координат узла  $a_{21}$ . Это приведет к изменению положения узла  $a_{21}$  на поверхности составной части  $e_2$  (рис. 3). Аналогично  $c_1$  для новой сборочной единицы (см. рис. 2, б) получим



Таблица 2

## Координаты узлов сопряжения составных частей

Составная часть	Базовая система координат	Узлы сопряжения и их привязочные системы координат; координаты узлов сопряжения в базовой системе координат составной части		
$e_1$	$O_1 X_1 Y_1 Z_1$	$a_{11}, o_{11} x_{11} y_{11} z_{11};$ $M_{11} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$ $\vec{r}_{11} = \begin{vmatrix} 20 \\ -45,4 \\ 0 \end{vmatrix}$	$a_{12}, o_{12} x_{12} y_{12} z_{12};$ $M_{12} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$ $\vec{r}_{12} = \begin{vmatrix} 90 \\ -45,4 \\ 0 \end{vmatrix}$	
$e_2$	$O_2 X_2 Y_2 Z_2$	$a_{21}, o_{21} x_{21} y_{21} z_{21};$ $M_{21} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$ $\vec{r}_{21} = \begin{vmatrix} 20 \\ -10 \\ 0 \end{vmatrix}$	$a_{22}, o_{22} x_{22} y_{22} z_{22};$ $M_{22} = \begin{vmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$ $\vec{r}_{22} = \begin{vmatrix} 20 \\ -65 \\ 0 \end{vmatrix}$	
$e_3$	$O_3 X_3 Y_3 Z_3$	$a_{31}, o_{31} x_{31} y_{31} z_{31};$ $M_{31} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$ $\vec{r}_{31} = \begin{vmatrix} 20 \\ -10 \\ 0 \end{vmatrix}$	$a_{32}, o_{32} x_{32} y_{32} z_{32};$ $M_{32} = \begin{vmatrix} 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$ $\vec{r}_{32} = \begin{vmatrix} 40 \\ -40 \\ 0 \end{vmatrix}$	$a_{33}, o_{33} x_{33} y_{33} z_{33};$ $M_{33} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$ $\vec{r}_{33} = \begin{vmatrix} 20 \\ -75 \\ 0 \end{vmatrix}$

$$c_3 = \sigma_3(e_1, e_2) = \sigma_3(\sigma_1^0(a_{11}, a_{12}), \sigma_2^0(a_{21}, a_{22})) = \sigma_3(a_{12}, a_{22}) = \sigma_3(2, -2).$$

Перемещение узла  $a_{21}$  по поверхности составной части  $e_2$  приводит к повороту его привязочной системы координат на угол  $30^\circ$  против часовой стрелки (рис. 3). Этот поворот определим матрицей косинусов, задающей положение осей привязочной системы координат  $o_{21} x'_{21} y'_{21} z'_{21}$  относительно старого  $o_{21} x_{21} y_{21} z_{21}$  (см. рис. 3)

$$M_{21'}^{21} = \begin{vmatrix} 0,866 & -0,5 & 0 \\ 0,5 & 0,866 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

Радиус-вектор, определяющий новое положение привязочной точки привязочной систе-

мы координат узла  $a_{21}$ , имеет нулевые координаты

$$\vec{r}_{21'}^{21} = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}.$$

В этом случае координаты узла  $a_{22}$  сборочной единицы  $c_3$  определяются по формулам (10):

$$M_{22}^{c3} = M_{11} (M_{21'}^{21})^{-1} M_{21}^{-1} M_{22};$$

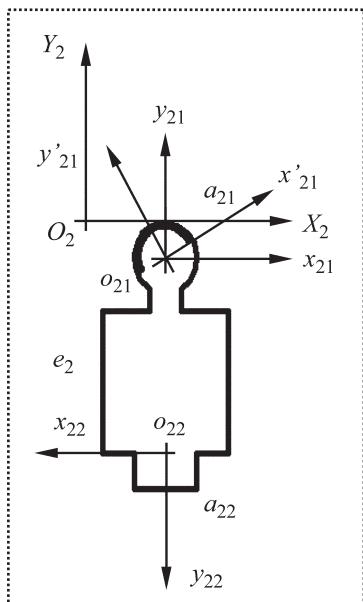
$$\vec{r}_{22}^{c3} = M_{11} (M_{21'}^{21})^{-1} M_{21}^{-1} (\vec{r}_{22} - \vec{r}_{21'}) - M_{11} (M_{21'}^{21})^{-1} \vec{r}_{21'}^{21} + \vec{r}_{11}.$$

Если считать, что положение узлов сопряжения на поверхностях составной части не изменяется, а при соединении узлов их привязочные системы координат не совмещаются,

Таблица 3

## Координаты узлов сопряжения сформированных сборочных единиц

Составная часть	Базовая система координат	Узлы сопряжения и их привязочные системы координат; координаты узлов сопряжения в базовой системе координат сборочной единицы		
$c_1$	$O_1 X_1 Y_1 Z_1$	$a_{12}, o_{12} x_{12} y_{12} z_{12};$ $M_{12}^{c1} = M_{12} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$ $\vec{r}_{12}^{c1} = \vec{r}_{12} = \begin{vmatrix} 90 \\ -45,4 \\ 0 \end{vmatrix}$	$a_{22}, o_{22} x_{22} y_{22} z_{22};$ $M_{22}^{c1} = \begin{vmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$ $\vec{r}_{22}^{c1} = \begin{vmatrix} 20 \\ -100,4 \\ 0 \end{vmatrix}$	
$c_2$	$O_1 X_1 Y_1 Z_1$	$a_{22}, o_{22} x_{22} y_{22} z_{22};$ $M_{22}^{c2} = M_{22}^{c1} = \begin{vmatrix} -1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$ $\vec{r}_{22}^{c2} = \vec{r}_{22}^{c1} = \begin{vmatrix} 20 \\ -100,4 \\ 0 \end{vmatrix}$	$a_{32}, o_{32} x_{32} y_{32} z_{32};$ $M_{32}^{c2} = \begin{vmatrix} 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$ $\vec{r}_{32}^{c2} = \begin{vmatrix} 100 \\ -75,4 \\ 0 \end{vmatrix}$	$a_{33}, o_{33} x_{33} y_{33} z_{33};$ $M_{33}^{c2} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$ $\vec{r}_{33}^{c2} = \begin{vmatrix} 90 \\ -110,4 \\ 0 \end{vmatrix}$
$c_3$	$O_1 X_1 Y_1 Z_1$	$a_{12}, o_{12} x_{12} y_{12} z_{12};$ $M_{12}^{c3} = M_{12} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$ $\vec{r}_{12}^{c3} = \vec{r}_{12} = \begin{vmatrix} 90 \\ -45,4 \\ 0 \end{vmatrix}$	$a_{22}, o_{22} x_{22} y_{22} z_{22};$ $M_{32}^{c3} = \begin{vmatrix} -0,866 & -0,5 & 0 \\ 0,5 & -0,866 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$ $\vec{r}_{32} = \begin{vmatrix} -7,5 \\ -93,03 \\ 0 \end{vmatrix}$	


 Рис. 3. Старое и новое положения осей привязочной системы координат узла  $a_{21}$  (новое положение, выделено линией двойной толщины)

то требуемое относительное положение соединяемых узлов, которое обеспечивает поворот  $e_2$  на угол  $30^\circ$  по часовой стрелке, определим матрицей направляющих косинусов

$$M_{21}^{11} = \begin{vmatrix} 0,866 & 0,5 & 0 \\ -0,5 & 0,866 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

Радиус-вектор, определяющий относительное положение привязочных точек привязочных систем координат узлов  $a_{11}$  и  $a_{21}$ , имеет нулевые координаты

$$\vec{r}_{21}^{11} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}.$$



В этом случае координаты узла  $a_{22}$  сборочной единицы  $c_3$  определяются по формулам (12):

$$M_{22}^{c3} = M_{11} M_{21}^{11} M_{21}^{-1} M_{22}; \\ \vec{r}_{22}^{c3} = M_{11} M_{21}^{11} M_{21}^{-1} (\vec{r}_{22} - \vec{r}_{21}) + M_{11} \vec{r}_{21}^{11} + \vec{r}_{11}.$$

Результаты расчета координат узлов приведены в табл. 3. Сборочная единица  $c_1$  отличается от сборочной единицы  $c_3$  только координатами узла сопряжения  $a_{22}$ .

### Вывод

*Введено понятие "координат узла сопряжения" изделия, в качестве которых используется пара, определяющая положение привязочной системы координат узла в базовой системе координат изделия. Эта пара состоит из матрицы косинусов углов между осями координат и радиус-вектора, задающего положение привязочной точки привязочной системы координат узла со-*

*пряжения. Введенные координаты позволяют определять положения узлов сопряжения сборочных единиц, получаемых соединением составных частей, координаты узлов сопряжения которых известны.*

*Приведены примеры задания координат узлов сопряжения составных частей и определения координат узлов изделий по известным координатам узлов входящих в них составных частей.*

### Библиографический список

1. Третьяков В.М. Основы проектирования семейства изделий // Справочник. Инженерный журнал. Приложение. 2004. № 6. 24 с.
2. Третьяков В.М. О понятии "узел сопряжения" составной части изделия // Справочник. Инженерный журнал. 2008. № 11. С. 57–61.
3. Моденов П.С. Аналитическая геометрия. М.: Изд-во МГУ, 1969. 698 с.
4. Базров Б.М. Расчет точности машин на ЭВМ. М.: Машиностроение, 1984. 256 с.



## Информация

27–30 сентября 2010 г. Комсомольский-на-Амуре ГТУ провел Международный симпозиум "Образование, наука и производство: проблемы, достижения и перспективы" при поддержке ДВО РАН РФФИ, Хабаровского отделения Союза машиностроителей РФ, Правительства Хабаровского края, администрации г. Комсомольска-на-Амуре, ОАО "КнаАПО им. Ю.А. Гагарина" и др.

В рамках симпозиума проведены две международные научно-технические конференции: "Современное материаловедение и нанотехнологии" (оргкомитет: А.М. Шпилёв, В.А. Ким, В.Г. Заводинский) и "Проблемы и перспективы обработки материалов и заготовительных производств" (А.И. Евстигнеев, Э.А. Дмитриев, С.В. Биленко).

В работе конференций приняли участие 427 человек, среди них зарубежные специалисты из Германии, Украины, Сербии, Молдовы, Узбекистана, Китая, Японии, Кореи, а также российские ученые, студенты, инженеры промышленных предприятий из Комсомольска-на-Амуре, Хабаровска, Владивостока, Благовещенска, Санкт-Петербурга, Москвы и других городов.

В ходе симпозиума заслушаны доклады Губернатора Хабаровского края В.И. Шпорта "Инженер в современном обществе", Министра образования края А.А. Базилевского "Формирование инновационных инфраструктур в вузах Хабаровского края", зам. Председателя правительства Хабаровского края – Министра экономического развития и внешних связей В.Д. Калашникова "Приоритеты инновационной политики Хабаровского края", ректора ТОГУ С.Н. Иванченко и чл.-корр. Инженерной академии В.А. Лашко "Российская инженерная академия – основа технологической безопасности России", директора Института материаловедения ДВО РАН В.Г. Заводинского "Применение атомно-масштабного моделирования для описания свойств наносистем", ректора МГТУ "Станкин" С.Н. Григорьева "Инновационный подход к организации системы подготовки высококвалифицированных кадров для предприятий оборонно-промышленного комплекса на примере ГОУ ВПО "Станкин", д-ра техн. наук А.Д. Верхотурова "О новом определении науки. О некоторых особенностях развития науки на данном этапе существования человечества", д-ра техн. наук Ю.В. Подураева "Методы проектирования мехатронных технологических модулей и систем".

Начало. Продолжение см. на стр. 36



УДК 621.833.6

Г.Ю. Волков, Э.В. Ратманов, Д.А. Курасов, канд-ты техн. наук,  
С.В. Колмаков (Курганский государственный университет)  
E-mail: vlkv48@mail.ru, naukka@mail.ru

## Условия сборки планетарной передачи с двумя слоями сателлитов

Безводильная планетарная передача содержит три центральных колеса и сателлиты, расположенные в два слоя в шахматном порядке. Эта передача предназначена для редукторов приводов, к которым предъявляются требования минимизации "кольцевых" габаритов. В статье предложен принципиальный метод и алгоритм геометрического расчета данной передачи по условиям сборки.

*Planetary transmission without carrier contains three central wheels and the satellites located in two layers in chessboard order. This transmission is intended for reducers of drives to which demands of minimisation of "ring" dimensions are made. In article is offered the basic method and algorithm of geometrical calculation of the transmission transfer on assemblage conditions.*

**Ключевые слова:** безводильная планетарная передача, два слоя сателлитов, условия сборки.

**Ключевые слова:** planetary transmission without carrier, two layers of satellite, assemblage conditions.

К приводам некоторых механических систем предъявляется требование минимизации "кольцевых" габаритов редуктора, компонуемого вокруг центрального элемента: вала, винта, шпинделя. Такому требованию соответствует безводильная планетарная передача с двумя слоями сателлитов [1], схема которой показана на рис. 1. Передача содержит два центральных колеса 1 ( $z_1$ ) и 2 ( $z_2$ ) с внешними зубьями, одно центральное колесо 3 ( $z_3$ ) с внутренними зубьями, сателлиты внутреннего слоя  $B$  ( $z_B$ ), сателлиты наружного слоя  $H$  ( $z_H$ ). Причем каждый сателлит внутреннего слоя взаимодействует с двумя сателлитами наружного слоя, и наоборот.

Особенностью данной схемы является большое количество одновременно накладываемых

геометрических условий – условий сборки. Принципиальный подход к расчету геометрических условий существования планетарных передач изложен в работах [2–4], однако примеров расчета подобных систем с двумя слоями сателлитов найти не удалось. В данной статье поставлена и решена задача разработки методики геометрического расчета планетарной передачи с двумя слоями сателлитов.

Рассматриваемая передача, как любая планетарная, должна удовлетворять условиям соосности, соседства (смежности) и, собственно, условию сборки.

**Условие соседства** (смежности) касается наличия зазоров между вершинами не зацепляющихся друг с другом зубчатых колес. Для предварительных расчетов более удобно использовать ограничения, накладываемые на расстояния между начальными окружностями соответствующих колес. В рассматриваемой передаче критичными являются: зазор  $\Delta_2$  между наружным сателлитом  $z_H$  и центральным колесом  $z_2$  и зазор  $\Delta_3$  между внутренним сателлитом  $z_B$  и центральным колесом  $z_3$  (см. рис. 1). Качественные показатели безводильного варианта рассматриваемой передачи повышаются с минимизацией этих зазоров. Для обеспечения надежной работы механизма целесообразно обеспечить зазоры между вершинами колес  $\Delta = (0,5...1) \text{ m}$ , а между начальными окружностями  $\Delta \geq (2,5...3) \text{ m}$ , где  $m$  – модуль зацепления.

**Условие соосности**, т.е. совпадения осей центральных колес для рассматриваемой планетарной передачи (рис. 1) примет вид:

$$\overline{CC_B} + \overline{C_B C_H} = \overline{CC_H},$$

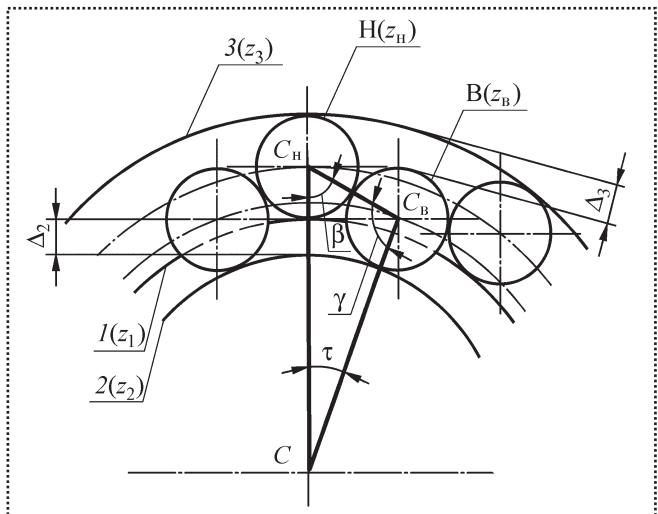


Рис. 1. Расположение сателлитов в рассматриваемой передаче

где векторы  $\overline{CC_B} = a_{\omega_2}$ ,  $\overline{C_B C_H} = a_{\omega_c}$ ,  $\overline{CC_H} = a_{\omega_3}$  — межосевые расстояния.

В рассматриваемом треугольнике угол  $\tau = \pi/k$ , где  $k$  — число пар сателлитов.

Найдем углы  $\gamma$  и  $\beta$ , используя теорему синусов:

$$\sin \gamma = \sin \tau \frac{\overline{CC_H}}{\overline{C_H C_B}} = \sin \tau \frac{a_{\omega_3}}{a_{\omega_c}}; \quad (1)$$

$$\sin \beta = \sin \tau \frac{\overline{CC_B}}{\overline{C_H C_B}} = \sin \tau \frac{a_{\omega_2}}{a_{\omega_c}}. \quad (2)$$

Межосевые расстояния  $a_{\omega}$  вычисляют по формуле [5]

$$a_{\omega} = \frac{(z_k \pm z_{\text{ш}}) m}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega}}, \quad (3)$$

где  $\alpha_{\omega}$  — углы зацепления:

$$\operatorname{inv} \alpha_{\omega} = \frac{2(x_k \pm x_{\text{ш}})}{z_k \pm z_{\text{ш}}} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha; \quad (4)$$

$z_k, z_{\text{ш}}$  — числа зубьев колеса и шестерни;  
 $\alpha$  — стандартный угол профиля ( $\alpha = 20^\circ$ );  
 $x_k, x_{\text{ш}}$  — коэффициенты смещения колеса и шестерни.

Межосевые расстояния и инвалюты углов зацепления в решаемой задаче:

$$a_{\omega_c} = \frac{(z_B + z_H)m}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega_c}}; \quad (5)$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{\omega_c} = \frac{x_B + x_H}{z_B + z_H} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha; \quad (6)$$

$$a_{\omega_3} = \frac{z_3 - z_H m}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega_3}}; \quad (7)$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{\omega_3} = \frac{x_3 - x_H}{z_3 - z_H} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha; \quad (8)$$

$$a_{\omega_2} = \frac{z_2 + z_H m}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega_2}}; \quad (9)$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{\omega_2} = \frac{x_2 + x_B}{z_2 + z_B} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha, \quad (10)$$

где  $a_{\omega_3}, a_{\omega_2}, a_{\omega_c}$  — межосевые расстояния соответственно между  $z_3$  и  $z_H$ ,  $z_2$  и  $z_B$ ,  $z_B$  и  $z_H$ ;

$\alpha_{\omega_3}, \alpha_{\omega_2}, \alpha_{\omega_c}$  — соответствующие углы зацепления;

$z_2, z_3, z_H, z_B$  — числа зубьев колес 2, 3 и сателлитов.

**Условие сборки** — это соотношение между числами зубьев колес, образующих некоторый замкнутый контур, обеспечивающее попадание зубьев в соответствующие впадины при заранее заданных расстояниях между осями колес. В частном случае [2] в планетарной передаче с одним слоем сателлитов, расположенных между центральными колесами, одно из которых имеет наружные зубья  $z_1$ , а другое — внутренние  $z_3$ , условие сборки имеет вид:

$$\frac{z_3 + z_1}{k} = C_{31}, \quad (11)$$

где  $C_{31}$  — целое число.

Заметим, что такой же вид имеет условие сборки для планетарной передачи с двумя слоями сателлитов, если соседние сателлиты не взаимодействуют между собой [3], но не в рассматриваемом механизме. В нашем случае выражение (11) (с теми же индексами) подхо-

дит для отображения условия сборки в контуре, образуемом центральными колесами  $z_3$ ,  $z_1$  и сателлитами наружного слоя  $z_h$ , причем число пар сателлитов соответствует числу сателлитов, входящих в данный контур.

Для отображения условий сборки в других контурах рассматриваемой передачи с двумя слоями сателлитов условие (11) не подходит. Здесь следует воспользоваться более универсальной формой записи условия сборки замкнутого зубчатого контура [4, 6]. Целому числу следует приравнять сумму длин дуг, принадлежащих начальным окружностям соответствующих зубчатых колес и выраженных в "нечелых" числах зубьев.

Рассмотрим контур, образуемый колесом  $z_3$  с внутренними зубьями, сателлитом  $z_b$  внутреннего слоя и двумя сателлитами  $z_h$  наружного слоя (рис. 2). Для него условие сборки примет вид:

$$\begin{aligned} & \cup P_{W_4} P_{W_4} + \cup P_{W_4} P_{W_2} + \cup P_{W_2} P_{W_1} + \\ & + \cup P_{W_1} P_{W_3} = C_3, \end{aligned} \quad (12)$$

где  $P_{W_i}$  – полюсы соответствующих зацеплений.

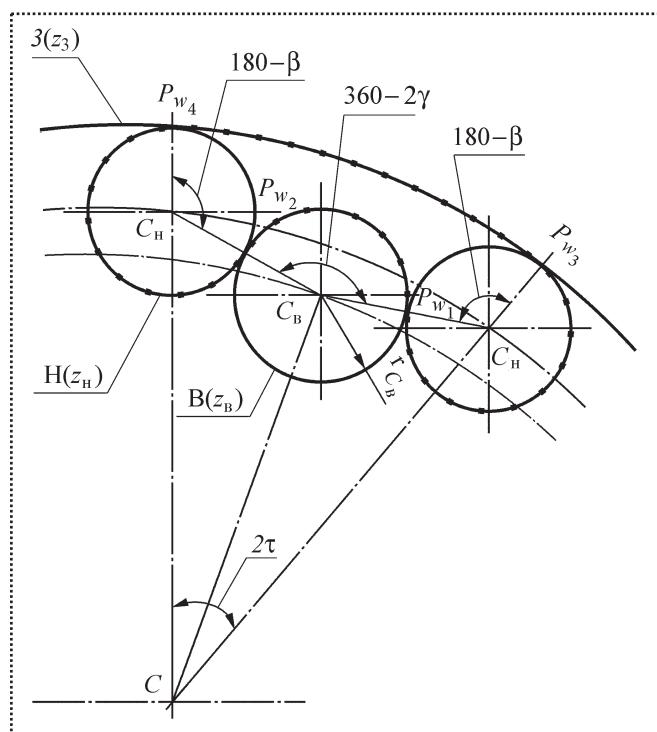


Рис. 2. К определению условия сборки

Выражая дуги через числа зубьев соответствующих звеньев, а также углы  $\gamma$  и  $\beta$ , приводим выражение (12) к виду:

$$\begin{aligned} & \frac{z_3}{k} + \frac{z_h (180 + \beta)}{360} + \frac{z_b (360 - 2\gamma)}{360} + \\ & + \frac{z_h (180 + \beta)}{360} = C'_3. \end{aligned} \quad (13)$$

После преобразований получим:

$$\frac{z_3}{k} + (z_h + z_b) + \frac{(z_h \beta - z_b \gamma)}{180} = C'_3. \quad (14)$$

Так как числа зубьев сателлитов  $z_h$ ,  $z_b$  заведомо целые, условием сборки для данного контура можно считать более простое выражение

$$\frac{z_3}{k} + \frac{(z_h \beta - z_b \gamma)}{180} = C_3, \quad (15)$$

где  $C_3$  – целое число.

Рассматривая контур, образуемый колесом  $z_2$  ( $z_2$ ) с наружными зубьями, сателлитом  $z_h$  наружного слоя и двумя сателлитами  $z_b$  внутреннего слоя, получаем аналогичное условие сборки:

$$\frac{z_2}{k} + \frac{(z_h \beta - z_b \gamma)}{180} = C_2, \quad (16)$$

где  $C_2$  – целое число.

Вычитая из уравнения (15) уравнение (16), получим

$$\frac{z_3 - z_2}{k} = C_3 - C_2 = C_{23}. \quad (17)$$

Это еще одно условие сборки, связывающее непосредственно числа зубьев  $z_3$  и  $z_2$  центральных колес. Обратим внимание на то, что при одном и том же значении числа сборки  $C_{23}$  числа сборки  $C_2$  и  $C_3$  могут изменяться, но так, что при увеличении  $C_3$  на единицу  $C_2$  на единицу уменьшается (или наоборот). Появляется возможность подбирать варианты сборки сателлитов. Однако сделать это можно лишь в достаточно узком диапазоне.

При характерных соотношениях чисел зубьев рассматриваемого механизма, когда  $\gamma$  незначительно превышает  $\beta$ , для нахождения



первого (пробного) значения константы  $C_3$  воспользуемся тем обстоятельством, что в выражении (15) составляющая  $(z_h \beta - z_b \gamma)/180$  незначительно отличается от нуля, тогда

$$C_3 = \text{целое} \left( \frac{z_3}{k} \right) + v, \quad (18)$$

где целое  $(z_3/k)$  – целая часть дроби  $z_3/k$ ;  $v$  – целое число, близкое к нулю.

### Алгоритм геометрического расчета передачи

*Предварительный расчет и выбор чисел зубьев сателлитов.*

Исходные данные:

число зубьев колеса 3 ( $z_3$ );

коэффициент смещения колеса 3 ( $x_3$ );

число пар сателлитов ( $k$ );

модуль зацепления ( $m$ ).

Выбор числа зубьев  $z_3$  зависит от технологии изготовления и требований, предъявляемых к планетарной передаче. С учетом геометрических ограничений, отображенных соответствующими блокирующими контурами [5], коэффициент смещения  $x_3$  подбираем в диапазоне 1...3. Число пар сателлитов непосредственно связано с требуемым передаточным числом  $U$  механизма. Практический интерес представляет диапазон  $k = 6\dots10$ , что приблизительно соответствует  $U_{12}^3 = -(3\dots5)$  или  $U_{13}^2 = 4\dots6$ .

На предварительном этапе расчета число зубьев сателлитов обоих слоев принимаем одинаковым –  $z'_c$  и считаем, что центры сателлитов лежат приблизительно на одной окружности длиной

$$L = (z'_3 - 2z'_c)m\pi, \quad (19)$$

где  $z'_3$  – условное расчетное число зубьев зубчатого колеса 3 с учетом коэффициента смещения  $x_3$ :

$$z'_3 = z_3 + 2x_3;$$

$z'_c$  – расчетное число зубьев сателлитов с учетом ожидаемого коэффициента смещения  $x'_c = 0,2\dots0,6$ :

$$z'_c = z_c + 2x'_c.$$

Длину окружности  $L$  можно также приближенно определить, укладывая на ней  $2k$  сателлитов. Пренебрегая различием длины дуги и хорды, получим

$$L = 2z'_c k m. \quad (20)$$

Из (19) и (20) найдем

$$z'_c = \frac{z'_3}{2(k/\pi+1)}. \quad (21)$$

Числа зубьев  $z_h$  и  $z_b$  сателлитов наружного и внутреннего слоев выбираем целыми с учетом условия:

$$\frac{z_b + z_h}{2} \geq z'_c.$$

На этом же этапе расчета нужно выбрать отношение

$$j_x = x_h / x_b,$$

где  $x_h$  и  $x_b$  – окончательные значения коэффициентов смещения сателлитов.

*Выбор числа зубьев зубчатых колес 1 и 2.*

Найдем предварительное число зубьев  $z'_1$  зубчатого колеса 1 (без учета условия сборки):

$$z'_1 = z_3 + 2x_3 - 2(z_h + 2x_h), \quad (22)$$

при этом коэффициент смещения  $x_h$  наружного сателлита можно взять равным  $x'_c$ .

Условием сборки для данного контура является выражение (11).

Окончательное значение числа зубьев  $z_1$  колеса 1 получаем, округляя  $z'_1$  в меньшую сторону до ближайшего целого числа, удовлетворяющего условию (11).

Предварительное число зубьев  $z'_2$  зубчатого колеса 2 с учетом зазоров  $\Delta$  между начальными окружностями сателлитов и соответствующими центральными колесами приближенно определим по формуле

$$z'_2 = z'_1 - 2z'_c - 2\delta, \quad (23)$$

где  $\delta$  – коэффициент зазора с размерностью  $\Delta/m$  (например,  $\delta = 3$ ).

Окончательное значение  $z_2$  выбираем с учетом условия сборки (17). Для этого  $z'_2$  следует



округлить в меньшую сторону до ближайшего целого числа, удовлетворяющего условию сборки.

#### *Выбор расположения осей сателлитов.*

При окончательно выбранных числах зубьев центральных колес расположение осей сателлитов можно варьировать за счет изменения числа  $v$  (18), влияющего на постоянную сборки  $C_3$ , сохраняя неизменной постоянную сборки  $C_{23}$ .

Для каждого проверяемого значения числа  $C_3$  нужно найти углы  $\gamma$  и  $\beta$ . Из рис. 1

$$\beta = 180 - \tau - \gamma. \quad (24)$$

Решая совместно уравнения (15) и (24) и учитывая, что  $\tau = 180/k$ , получим:

$$\gamma = \frac{180(z_h k - z_h - C_3 k + z_3)}{k(z_h + z_b)}. \quad (25)$$

#### *Окончательный расчет параметров механизма.*

На данном этапе расчета необходимо определить конкретные значения коэффициентов смещения  $x_2, x_b, x_h$ , углы зацепления  $\alpha_{\omega_3}, \alpha_{\omega_2}, \alpha_{\omega_c}$  и межосевые расстояния  $a_{\omega_3}, a_{\omega_2}, a_{\omega_c}$ . Принимаем  $x_h = x_b j_x$ , а оставшиеся восемь неизвестных вычисляем путем численного решения системы уравнений (1)–(10).

Далее находим угол зацепления  $\alpha_{\omega_1}$  и требуемый коэффициент смещения  $x_1$  колеса 1 ( $z_1$ ). Для определения  $\alpha_{\omega_1}$  используем уравнение вида (3), в котором принимаем  $a_{\omega_1} = a_{\omega_3}$ , для определения  $x_1$  – преобразованное уравнение вида (4).

О выполнении условия соседства можно предварительно судить по меньшему значению коэффициента зазора:

$$\delta = \frac{a_{\omega_3} - a_{\omega_2}}{m} - \frac{|z_h - z_b|}{2}. \quad (26)$$

Окончательно расстояния между окружностями вершин соответствующих колес будут зависеть от принятых для них уравнительных смещений.

По приведенному выше алгоритму составлена расчетная программа. В качестве примера

приведем исходные данные и результаты расчета передачи:

– исходные данные:  $k = 7; z_3 = 102; x_3 = 2,3; \delta = 3;$

– результаты предварительного расчета:  $z'_c = 19,06; z_2 = 60; z_1 = 66;$

– уточняющие вводимые данные:  $z_h = 18; z_b = 18; j_x = x_h / x_b = 1; v = 3, 2, 1, \dots$

– окончательные результаты расчета:

$$k = 7; \quad \delta = 2,659; \quad u_{12}^3 = -3,636;$$

$$z_3 = 102; \quad x_3 = 2,3; \quad \alpha_{\omega_3} = 24,989^\circ;$$

$$z_2 = 60; \quad x_2 = 1,616; \quad \alpha_{\omega_2} = 26,312^\circ;$$

$$z_1 = 66; \quad x_1 = 1,169; \quad \alpha_{\omega_1} = 24,989^\circ;$$

$$z_c = 18; \quad x_c = 0,566; \quad \alpha_{\omega_c} = 26,889^\circ.$$

Обследование "поля" соотношений  $k; z_3$  показало, что подходящие параметры зацеплений (по "блокирующим контурам" [5] и желаемым углам зацепления  $\alpha_{\omega}$ ) удается подобрать лишь для одного из приблизительно десяти проверенных вариантов. Поэтому, не располагая разработанной методикой геометрического расчета передачи рассматриваемого типа, выбрать числа зубьев ее колес практически невозможно.

*Алгоритм расчета использован при проектировании и изготовлении нескольких типоразмеров передачи, которые показали свою работоспособность.*

#### **Библиографический список**

1. Заявка на изобретение № 2010116770, МПК F16H1/28. Безводильная планетарная передача / Волков Г.Ю.; заявл. 27.04.2010.

2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи: изд. 2-е. Л.: Машиностроение, 1966. 308 с.

3. Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н. Планетарные передачи. Справочник. М.: Машиностроение, 1977. 535 с.

4. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1973. 591 с.

5. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / И.А. Болотовский и др. Изд. 2-е перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1986. 448 с.

6. Волков Г.Ю., Ратманов Э.В., Курасов Д.А. Условие сборки зубчатого эксцентрикового подшипника // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2008. № 8. С. 3–4.

# СБОРОЧНО-СВАРОЧНЫЕ РАБОТЫ. ПАЙКА

УДК 621.791.3

**В.Н. Штеннников**, канд. техн. наук (Уральский электромеханический завод, г. Екатеринбург)  
E-mail: [shtennikov@uemz.ru](mailto:shtennikov@uemz.ru)

## Влияние заточки паяльного стержня на температуру контактной пайки

Рассмотрено влияние заточки паяльного стержня на температуру контактной пайки.

*In article the question of influence of sharpening of a soldering core on temperature of the contact soldering is considered.*

**Ключевые слова:** прибор, качество, паяльный стержень, контактная пайка, температура.

**Keywords:** the device, quality, a soldering core, a contact soldering, temperature.

Основная цель второго этапа утвержденной в 2007 г. стратегии развития электронной отрасли (2012–2015 гг.) – ликвидация технологического отставания отечественной электронной промышленности от мирового уровня.

Понятно, что иностранные инвесторы не будут вкладывать средства в развитие отечественных технологий, так как это противоречит интересам завоевания российского рынка.

Ликвидация технологического отставания отечественной электроники может быть решена путем интеграции имеющихся у нас научно-исследовательских ресурсов в международные программы развития электроники. Для этого необходимо иметь научно-технические заделы, представляющие интерес для наших потенциальных партнеров. Таким образом можно обеспечить обмен технологиями и существенно снизить затраты на их разработку.

Анализ литературных источников, включая международные стандарты IPC и МЭК, не выявил информации о влиянии конструкционных параметров технологического оборудования на температуру контактной пайки электронных компонентов.

Большинство бессвинцовых припоев имеют температуру плавления на 30...35 °C выше, чем ПОС 61. Значит, при прочих равных условиях

на такую величину должна быть увеличена и температура пайки электронных компонентов. С другой стороны, температура пайки должна быть ограничена из-за опасности перегрева термо чувствительных компонентов, образования интерметаллидов [1–4].

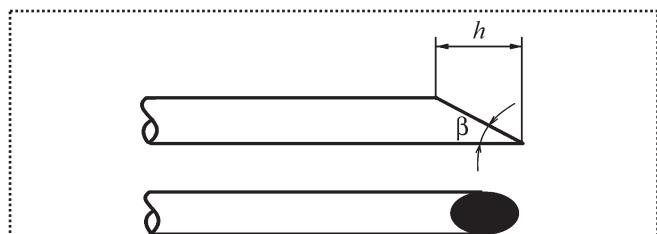
Если рекомендуемый интервал температуры контактной пайки электронных компонентов припоеем ПОС 61 составляет 230...270 °C, то для бессвинцовых припоеев он сужится до 260...270 °C [1, 3, 5].

В производстве электронных приборов специального назначения из-за опасности образования перемычек, касания и перегрева плотно установленных компонентов используется заточка круглого паяльного стержня, показанного на рисунке, под углом  $\beta = (25...30)^\circ$  [2].

Контакт паяльного стержня с паяным соединением осуществляется срезанной (зачерненной) луженой частью. Боковая поверхность паяльного стержня, покрытая хромом, не лудится и поэтому не вызывает перегрева компонентов при случайном касании.

Используется также форма заточки в виде конуса (конусное жало) [4].

Снижение температуры паяющего конца паяльного стержня с защитным покрытием [6] позволяет решить задачу использования стержня с заточкой паяющего конца (жала). Этот случай можно рассматривать как использование медного паяльного стержня с защитным



Заточка паяльного стержня



покрытием, обладающим меньшей тепловой проводимостью. Для жала она уменьшится пропорционально средней площади его поперечного сечения по длине.

Тогда в формуле для влияния защитного покрытия в работе [6] вместо отношения теплопроводностей материала стержня и покрытия необходимо ввести соответствующее отношение для паяльного стержня без заточки и жала:

$$\frac{\Delta t_{h_3} - \Delta t_{h_M}}{\Delta t_{1_M}} = \frac{h}{\sqrt{\pi a_M \tau_n}} \left( \frac{R_M}{R_h} - 1 \right), \quad (1)$$

где  $a_M$  – коэффициент температуропроводности меди;

$\tau_n$  – время пайки;

$\Delta t_{h_3}$  – перепад температуры по длине заточки;

$\Delta t_{h_M}$  – перепад температуры в медном слое длиной  $h$ , но без заточки;

$\Delta t_{1_M}$  – снижение температуры паяющего конца стержня без заточки;

$h$  – длина заточки;

$R_h$  – тепловое сопротивление заточки;

$R_M$  – тепловое сопротивление паяльного стержня длиной  $h$ , но без заточки.

Отношение тепловых проводимостей в выражении (1) равносильно отношению площади  $S_M$  паяльного стержня к средней площади  $S_h$  поперечного сечения цилиндра, имеющего такую же тепловую проводимость, как и жало паяльного стержня:

$$\frac{\Delta t_{h_3} - \Delta t_{h_M}}{\Delta t_{1_M}} = \frac{h}{\sqrt{\pi a_M \tau_n}} \left( \frac{S_M}{S_h} - 1 \right). \quad (2)$$

В частности,  $S_M / S_h = 2$  для заточки, показанной на рисунке.

Необходимо напомнить, что уравнение (2) справедливо при условии [6]:

$$h \ll \sqrt{a_M \tau_n}.$$

Для пайки выводов электронных компонентов в отверстия печатной платы рекомендуется использовать паяльный стержень диаметром 3 мм. При этом, как правило, выполнение паяного соединения происходит за счет контакта с центральной частью луженой области стержня.

Поэтому, несмотря на наличие заточки, снижение температуры паяющего конца стержня во время контакта с паяным соединением мало отличается от снижения температуры паяющего конца стержня без заточки [4].

Для пайки выводов электронных компонентов на открытые контактные площадки печатной платы используется паяльный стержень диаметром 2 мм. При этом длина заточки может составлять 5 мм.

Значит, в соответствии с формулой (2) снижение температуры паяющего конца стержня во время контакта с паяным соединением увеличится более чем на 10 °C при времени пайки 1 с.

Таким образом, при пайке микросхем на печатные платы с открытыми контактными площадками в силу наличия "колодцев" снижение температуры паяющего конца стержня, как правило, больше, чем при пайке на поверхности печатной платы без "колодцев", из-за необходимости использовать заточку и контактировать с паяным соединением ее вершиной [3].

## Вывод

На основании проведенных исследований можно предложить следующее уточнение международных стандартов IPC/EIA J-STD-001D "Требования к паяным электрическим и электронным сборкам", IEC (МЭК) 61192-1 "Процесс пайки": "Заточка паяльного стержня снижает температуру пайки тем существеннее, чем она более вогнутая, чем она длиннее и чем меньше время пайки".

## Библиографический список

1. Лашко Н.Ф., Лашко С.В. Контактные металлургические процессы при пайке. М.: Металлургия, 1977. 192 с.
2. Штениников В.Н. Оценка перспективности печатных плат // Приборы. 2008. № 9. С. 43–45.
3. Штениников В.Н. Опыт предприятия по изучению охлаждения паяльных стержней при пайке // Компоненты и технологии. 2005. № 4. С. 196–199.
4. Штениников В.Н. Тепловые характеристики современных паяльных станций // Компоненты и технологии. 2004. № 9. С. 180–182.
5. Whitlaw K., Crosby J. Proceedings of the 2002 Aexf Sur/Fin Conference. 2002.
6. Штениников В.Н. Влияние защитного покрытия паяльного стержня на температуру пайки // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2009. № 9. С. 38–40.

# ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА. ИСПЫТАНИЯ. КОНТРОЛЬ

УДК 620.1+534.1

Ю.С. Степанов, д-р техн. наук, Е.Т. Кобяков, канд. техн. наук (Орловский ГТУ)

## К вопросу проектирования колебательной системы испытательной машины осевого циклического нагружения

Получены расчетно-аналитические зависимости к построению алгоритма синтеза колебательной системы кинематически возбуждаемой испытательной машины осевого циклического нагружения при оптимизации ее параметров по критерию стабильности цикла нагружения объекта испытаний.

*The designed-analytical dependences to synthesis algorithm development of an oscillating system in kinematically driven testing machine with axial repeated loading at optimization of its parameters on the criterion of stability of a loading cycle in a unit under test are obtained.*

**Ключевые слова:** испытательная машина, динамическая модель, колебательная система, анализ, оптимизация.

**Key words:** testing machine, dynamic model, oscillating system, analysis, optimization.

### Испытательные машины осевого циклического нагружения и состояние развития расчетно-теоретических основ их проектирования

Накопленный опыт проектирования и эксплуатации испытательных машин осевого циклического нагружения при большом разнообразии их конструкций привел к необходимости выработки единых критериев качества машин, которые позволяют оценить их динамические свойства независимо от конкретных конструктивных особенностей, а также определить пути оптимизации этих свойств и параметров динамических моделей. К таким критериям отнесены [1–5]:

— величина относительной динамической ошибки измерения нагрузки, воспринимаемой образцом;

— коэффициент эффективности возбуждения, равный отношению усилия, воспринимаемого образцом, к усилию, развиваемому возбудителем;

— коэффициент  $k_c$  стабильности цикла нагружения, равный отношению усилия, воспринимаемого образцом после некоторой потери его жесткости, к первоначальному усилию;

— производительность испытаний, характеризуемая числом циклов нагружения, совершаемых в машине в единицу времени.

Вопрос повышения производительности испытаний весьма актуален. Особую остроту он приобрел в связи с тем, что в расчетах на прочность при переменных напряжениях используют характеристики сопротивления усталости, получаемые с привлечением методов теории вероятностей, требующие для своего обоснования большого количества экспериментальных данных и применения статистических методов их обработки.

При этом повышение производительности испытаний не может быть достигнуто путем произвольного увеличения частоты возбуждения, так как связано с оптимизацией параметров динамической модели механической системы машины по критериям эффективности возбуждения нагрузки и стабильности цикла нагружения, а также с требованием точности измерения нагрузки, вследствие чего выбор частоты возбуждения существенно зависит от динамических параметров колебательной системы машины, определяемых при ее проектировании, в том числе от жесткости испытуемого образца.

В этой связи исследования, проведенные в ОрелГТУ и связанные с необходимостью по-

вышения производительности испытаний образцов малой статической жесткости, привели к необходимости создания специализированной испытательной машины, динамическая модель которой представлена на рис. 1.

Принятые обозначения:

$c_1, c_2, c_3, c_4, c_5$  — статическая жесткость соответственно образца, упругого звена динамометра, пружин статического и динамического нагружения, кинематически возбуждаемого упругого звена;

$m_1, m_2, m_3$  — сосредоточенные массы.

Масса  $m_3$  характеризует соединительное звено образца и упругой системы динамометра. Как показывает анализ, она должна быть минимальной. Массы  $m_1$  и  $m_2$  определяют расчетом.

При построении динамической модели приняты допущения:

- все упругие элементы колебательной системы считаются невесомыми, поскольку их массы малы в сравнении с сосредоточенными массами, примыкающими к их концам;
- связи сосредоточенных масс  $m_1, m_2, m_3$  с концевыми сечениями пружин двусторонние;
- колебания сосредоточенных масс моно гармонические;
- влияние диссипативных сил на режим нагружения образца несущественно.

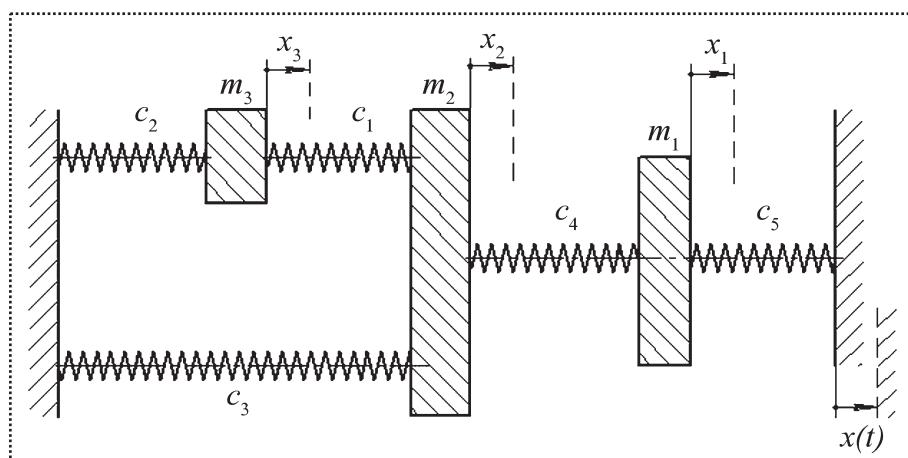


Рис. 1. Динамическая схема кинематически возбуждаемой испытательной машины осевого циклического нагружения

Первые три допущения могут рассматриваться как общепринятые [1]. Последнее можно считать достаточно обоснованным при малом внутреннем трении испытуемых образцов [2]. На стадии проектирования машины это условие целесообразно считать выполненным.

В динамической модели машины (см. рис. 1) присутствуют все основные элементы, характерные для машин с эластичным косвенным возбуждением [1, 2], за исключением упругого звена жесткостью  $c_5$ , возбуждаемого кинематическим способом.

Вопросы оптимизации параметров предложенной динамической модели испытательной машины рассмотрены в работах [3, 4].

Как отмечалось в [3], машины с эластичным косвенным возбуждением получили распространение в практике экспериментальных исследований благодаря высокой эффективности нагружения образца. Однако производительность испытаний в них ниже, чем в машинах с прямым возбуждением, из-за меньшего значения основной частоты свободных колебаний. В этих машинах возможна полная стабилизация цикла нагружения при работе в нерезонансном режиме за счет выбора динамических параметров, удовлетворяющих условиям [1]:

$$m_2 = \frac{c_3 c_4 - m_1 \omega^2 (c_3 + c_4)}{\omega^2 (c_4 - m_1 \omega^2)}, \quad (1)$$

$$\omega^2 < \frac{c_3 c_4}{m_1 (c_3 + c_4)},$$

где  $\omega$  — частота возбуждения.

Условия (1) показывают, что производительность испытаний в этих машинах невелика.

Введение дополнительного упругого звена  $c_5$  в динамическую модель машины позволило существенно увеличить производительность испытаний. Это особенно важно для увеличения производительно-



сти испытаний образцов малой статической жесткости.

Установлено, что полная стабилизация цикла нагружения образца обеспечивается при выборе параметров динамической модели, удовлетворяющих условиям [3]:

$$\begin{aligned} m_2 &= \frac{(c_5 - m_1 \omega^2)(c_3 + c_4) + c_3 c_4}{\omega^2(c_4 + c_5 - m_1 \omega^2)}, \\ \omega^2 &< \frac{1}{m_1} \left( c_5 + \frac{c_3 c_4}{c_3 + c_4} \right). \end{aligned} \quad (2)$$

Вопросы разработки расчетного алгоритма при оптимизации параметров колебательной системы по критерию эффективности возбуждения нагрузки рассмотрены в работе [4].

Следует заметить, что в монографии [1] основное внимание уделено вопросам анализа динамических процессов в известных испытательных машинах. Вместе с тем задачи синтеза колебательных систем испытательных машин по предварительно заданному циклу нагружения образца и принятым критериям качества не получили достаточного развития. Устранению этого пробела, на наш взгляд, будет способствовать материал исследований, частично изложенный в работах [3–5] и предлагаемой статье.

#### **Расчетно-аналитические зависимости между параметрами колебательной системы испытательной машины при их оптимизации по критерию стабильности цикла нагружения образца**

Способность испытательной машины сохранять заданный режим нагружения характеризуется величиной коэффициента стабильности нагружения [1]:

$$k_c = \frac{P_1(c)}{P_1}, \quad (3)$$

где  $P_1(c)$  – усилие в образце после частичной потери жесткости;

$P_1$  – начальное значение усилия.

Максимальное значение усилия, воспринимаемого образцом, в работе [4] представлено в виде:

$$\begin{aligned} P_{01} &= k c_5^* a = \alpha_{02} c_1^* a = \\ &= \frac{c_1^* c_4 c_5 a}{m_1 m_2 [(s_1^2 - \omega^2)(s_2^2 - \omega^2) - \tau^4]}, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $k$  – коэффициент динамического усиления, равный отношению амплитудных значений усилия образца  $P_{01}$  и пружины возбуждения  $P_{05}$ , который представлен в виде произведения

$$k = k_1 k_2, \quad (5)$$

что отражает двухступенчатый характер усиления в машине;

$c_1^*$ ,  $c_5^*$  – динамическая жесткость:

$$\begin{aligned} c_1^* &= c_1 \left( 1 - \frac{c_1}{r_3^*} \right); \\ c_5^* &= c_5 \left( 1 - \frac{c_5}{r_1^*} \right); \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} r_3^* &= r_3; \\ r_2^* &= r_2 - \frac{c_1^2}{r_3^*}; \\ r_1^* &= r_1 - \frac{c_4^2}{r_2^*}; \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} r_1 &= c_4 + c_5 - m_1 \omega^2; \\ r_2 &= c_1 + c_3 + c_4 - m_2 \omega^2; \\ r_3 &= c_1 + c_2 - m_3 \omega^2 \end{aligned} \quad (8)$$

– динамические жесткости подсистем, каждая из которых состоит из массы с соответствующим индексом и примыкающих к ней пружин при условии неподвижности остальных масс;

$a$  – амплитуда возмущающего перемещения;

$\alpha_{02}$  – безразмерная амплитуда колебаний массы  $m_2$ :



$$\alpha_{02} = \frac{P_{01}}{c_1^* a} = \frac{c_4 c_5}{r_1^* r_2^*}; \quad (9)$$

$$\begin{aligned} s_1^2 &= \frac{c_4 + c_5}{m_1}; \\ s_2^2 &= \frac{c_1^* + c_3 + c_4}{m_2}; \\ \tau^4 &= \frac{c_4^2}{m_1 m_2}. \end{aligned} \quad (10)$$

При этом

$$\begin{aligned} k_1 &= \frac{P_{04}}{P_{05}} = \frac{c_4^*}{c_4^* - m_1 \omega^2}; \\ k_2 &= \frac{P_{01}}{P_{04}} = \frac{c_1^*}{c_1^* + c_3 - m_2 \omega^2}, \end{aligned} \quad (11)$$

где  $P_{04}$  и  $P_{05}$  – усилия соответственно в пружинах  $c_4$  и  $c_5$  (см. рис. 1);

$$c_4^* = c_4 \left( 1 - \frac{c_4}{r_2^*} \right) \quad (12)$$

– суммарная динамическая жесткость пружины  $c_4$  с нагруженной системой, включая пружину статического нагружения  $c_3$ .

Воспользовавшись формулой (4), из (3) при  $\omega = \text{const}$  получим

$$k_c = \frac{c_1^{**} [(s_1^2 - \omega^2)(s_2^2 - \omega^2) - \tau^4]}{c_1^* [(s_1^2 - \omega^2)(s_2^2 - \omega^2) - \tau^4]}, \quad (13)$$

где  $c_1^{**}$  – суммарная динамическая жесткость образца и динамометра после некоторой потери жесткости испытуемым образцом;

$$s_2^{**2} = (c_1^{**} + c_3 + c_4) m_2^{-1} \quad (14)$$

– квадрат соответствующей парциальной частоты.

Из (13) следует, что возможен режим нагружения образца, при котором  $k_c = 1$ . Для этого необходимо соблюдение условия:

$$c_3 + c_4 - m_2 \omega^2 - \frac{c_4^2}{c_4^* + c_5 - m_1 \omega^2} = 0, \quad (15)$$

в чем легко убедиться, записав (13) в развернутом виде.

Из (15) имеем:

$$m_2 = \frac{(c_5 - m_1 \omega^2)(c_3 + c_4) + c_3 c_4}{\omega^2 (c_4 + c_5 - m_1 \omega^2)}, \quad (16)$$

что совпадает с известным выражением [1] для машины с эластичным косвенным возбуждением, если принять  $c_5 = 0$ .

При работе машины в дорезонансном режиме  $\omega^2 < s_1^2$ , так как  $s_1^2 > p_1^2$  и  $\omega^2 < p_1^2$ , где  $p_1$  – основная частота колебаний системы [8]. Поэтому из (16) следует:

$$\omega^2 < \frac{1}{m_1} \left( c_5 + \frac{c_3 c_4}{c_3 + c_4} \right). \quad (17)$$

Сравнение (17) и (1) позволяет сделать заключение, что производительность испытаний в машине, снабженной дополнительным упругим звеном  $c_5$ , может быть выше, чем в машинах без этого звена.

Заметим, что согласно (15) жесткость пружины статического нагружения может быть выражена через остальные параметры:

$$c_3 = \frac{c_4^2}{c_4 + c_5 - m_1 \omega^2} - c_4 + m_2 \omega^2. \quad (18)$$

Производительность испытаний с ростом значения  $c_3$ , как следует из (17), возрастает. Но при этом снижается эффективность нагружения образца, что следует из (11).

Условие (15) стабильности цикла нагружения образца преобразуем к виду:

$$\omega^4 - \omega^2 (s_1^2 + \bar{s}_2^2) + s_1^2 \bar{s}_2^2 - \tau^4 = 0, \quad (19)$$

где

$$\bar{s}_2^2 = \frac{c_3 + c_4}{m_2} = s_2^2 - \frac{c_1^*}{m_2}. \quad (20)$$



Корни уравнения (19):

$$\bar{\omega}_{1,2}^2 = \frac{1}{2}(s_1^2 + \bar{s}_2^2) \mp \sqrt{\frac{1}{4}(s_1^2 - \bar{s}_2^2)^2 + \tau^4}. \quad (21)$$

Таким образом, если частоту возбуждения  $\omega$  принять согласно (21), то начальное значение коэффициента отстройки от резонанса с основной частотой  $p_1$  может быть найдено по формуле:

$$\eta_1^2 = \frac{\bar{\omega}_1^2}{p_1^2} = \frac{\frac{1}{2}(s_1^2 + \bar{s}_2^2) - \sqrt{\frac{1}{4}(s_1^2 - \bar{s}_2^2)^2 + \tau^4}}{\frac{1}{2}(s_1^2 + s_2^2) - \sqrt{\frac{1}{4}(s_1^2 - s_2^2)^2 + \tau^4}}, \quad (22)$$

где основная частота  $p_1$  определяется по методике, изложенной в [5].

С потерей жесткости образца, как следует из (22), значение  $\eta_1^2$  увеличивается.

Для выполнения условия  $k_c = 1$  необходимо соблюдение любой из зависимостей (15), (18), (21).

При выборе значений параметров колебательной системы могут быть полезны зависимости между жесткостями пружин и динамическими коэффициентами усиления, которые найдем путем исключения масс  $m_1$  и  $m_2$  из условия (15), воспользовавшись выражениями:

$$\begin{aligned} m_2 &= [c_1^*(1-k_2^{-1})+c_3]\omega^{-2}; \\ m_1 &= c_1^*(1-k_1^{-1})\left(\frac{c_1^*}{c_4}+k_2\right)^{-1}\omega^{-2}, \end{aligned} \quad (23)$$

вытекающими из (11) и (12).

В результате получим

$$c_4^2 \left[ c_4 + c_5 - \frac{k_2^{-1} - k^{-1}}{k_2^{-1} c_4^{-1} + c_1^{*-1}} \right]^{-1} - c_4 + c_1^*(1-k_2^{-1}) = 0. \quad (24)$$

При этом учтено, что согласно (12) и второй формуле (11)

$$c_4^* = c_4 \left( 1 + \frac{c_4}{c_1^*} k_2 \right)^{-1}. \quad (25)$$

Жесткость  $c_3$  в выражение (24) в явном виде не входит.

Введем обозначение, вытекающее из (11):

$$\mu = \frac{m_2}{m_1} = \frac{c_1^*(1-k_2^{-1})+c_3}{c_4^*(1-k_1^{-1})}. \quad (26)$$

Подставив (25) в (26), получим:

$$\frac{c_1^*}{c_4} = k_2 (\mu \beta^{-1} - 1), \quad (27)$$

где

$$\beta = \left[ k_2 \left( 1 + \frac{c_3}{c_1^*} \right) - 1 \right] (1 - k_1^{-1})^{-1}. \quad (28)$$

Формулой (27) удобно пользоваться для расчета жесткости пружины  $c_4$  после того, как определены коэффициенты усиления  $k_1$ ,  $k_2$  и параметр  $\mu$ .

Исключим отношение  $c_1^*/c_4$  из условия (24) с помощью зависимости (27). После некоторых преобразований найдем:

$$\begin{aligned} \frac{c_5}{c_4} &= \left\{ 1 - k_1^{-1} - \frac{1}{\mu} \left[ k_2 \left( 1 + \frac{c_3}{c_1^*} \right) - 1 \right] \right\} \times \\ &\times \left\{ 1 + \frac{1}{(1 - k_2^{-1})^{-1} \frac{1}{\mu} \left[ k_2 \left( 1 + \frac{c_3}{c_1^*} \right) - 1 \right] - 1 + k_1^{-1}} \right\}. \end{aligned} \quad (29)$$

Уравнение совместности деформаций упругих элементов из [3]

$$\frac{c_4}{c_1^*} (1 - \alpha_{02}^{-1}) + \frac{c_4}{kc_5} + k_2^{-1} = 0, \quad (30)$$

учитывая (27), преобразуем к виду:

$$\frac{c_4}{c_5} = k_1 \left[ \frac{\alpha_{02}^{-1} - 1}{\mu \beta^{-1} - 1} - 1 \right]. \quad (31)$$

Рассматривая (29) и (31) совместно, находим

$$\alpha_{02} = \frac{1}{\mu} \left[ k_2 \left( 1 + \frac{c_3}{c_1^*} \right) - 1 \right] + k_1^{-1} (1 - k_2^{-1}). \quad (32)$$



Исключим в (31) отношение жесткостей  $c_4/c_5$ , воспользовавшись зависимостью

$$k_1 = \frac{c_4}{c_5} \frac{\varepsilon_{04}}{\varepsilon_{05}} = \frac{c_4}{c_5} \left( \frac{1-\alpha_{02}}{\varepsilon_{05}} - 1 \right), \quad (33)$$

где  $\varepsilon_{04}$  и  $\varepsilon_{05}$  – безразмерные амплитуды деформаций упругих элементов  $c_4$  и  $c_5$ , связанные уравнением совместности [3]:

$$\alpha_{02} + \varepsilon_{04} + \varepsilon_{05} = 1. \quad (34)$$

Из (31) с учетом (34) и (28) получим

$$\mu = \left[ k_2 \left( 1 + \frac{c_3}{c_1^*} \right) - 1 \right] \frac{1 - \varepsilon_{05}}{\alpha_{02}} \frac{1}{1 - k_1^{-1}}. \quad (35)$$

Подставив (35) в (32), находим

$$\alpha_{02} = k_1^{-1} (1 - k_2^{-1}) (1 - \varepsilon_{05}) (k_1^{-1} - \varepsilon_{05})^{-1}, \quad (36)$$

откуда

$$\varepsilon_{05} = (1 - \alpha_{02} - k_2^{-1}) (1 - k_1 \alpha_{02} - k_2^{-1})^{-1}. \quad (37)$$

Выражения (27) и (29), учитывая (32), соответственно представим в виде:

$$\frac{c_1^*}{c_4} = k_2 \left( \frac{1 - k_1^{-1}}{1 - \alpha_{02} - k^{-1}} - 1 \right)^{-1}; \quad (38)$$

$$\frac{c_5}{c_4} = \alpha_{02} \left( \frac{k_2^{-1} - k^{-1}}{\alpha_{02} - 1 + k_2^{-1}} - 1 \right). \quad (39)$$

Из (39) следует, что при  $\alpha_{02} > 0$  и

$$k_2^{-1} > k^{-1} \quad (40)$$

должно быть

$$(1 - k_2^{-1}) < \alpha_{02} < (1 - k^{-1}). \quad (41)$$

Заметим, что из (38) следует:

$$k_1^{-1} (1 - k_2^{-1}) < \alpha_{02} < (1 - k^{-1}). \quad (42)$$

Очевидно, что нижнюю границу значений  $\alpha_{02}$  следует выбирать по (41), так как (42) при этом удовлетворяется.

С учетом (42) из (32)

$$k_2 > \left( 1 + \frac{c_3}{c_1^*} \right)^{-1}. \quad (43)$$

Рассмотрев (41) и (43) совместно, находим

$$\left( 1 + \frac{c_3}{c_1^*} \right)^{-1} < k_2 < (1 - \alpha_{02})^{-1}. \quad (44)$$

При этом в случае  $k > 0$  имеем

$$k > (1 - \alpha_{02})^{-1}, \quad (45)$$

а при  $k < 0$

$$k < (1 - \alpha_{02})^{-1}, \quad (46)$$

что следует из (41).

Проследим за изменениями значений коэффициентов усиления при частичной потере жесткости испытуемым образцом в ходе испытаний.

С этой целью формулу (11) для коэффициента  $k_1$  запишем в развернутом виде, принимая во внимание (12), (7), (8):

$$k_1 = \left[ 1 - m_1 \omega^2 \left( \frac{1}{c_4} + \frac{1}{c_1^* + c_3 - m_2 \omega^2} \right) \right]^{-1}. \quad (47)$$

Здесь  $c_1^*$  следует рассматривать как переменную величину.

В аналогичной форме представим выражение для коэффициента  $k_2$ . Согласно (11)

$$k_2 = \left[ 1 + \frac{c_3}{c_1^*} \left( 1 - \frac{m_2 \omega^2}{c_3} \right) \right]^{-1}. \quad (48)$$

Зависимости  $k_1(c_1^*)$  и  $k_2(c_1^*)$  показаны на рис. 2.

Из (47) и (48) следует, что кривые  $k_1(c_1^*)$  и  $k_2(c_1^*)$  имеют разрывы при значениях  $c_1^*$ , удов-

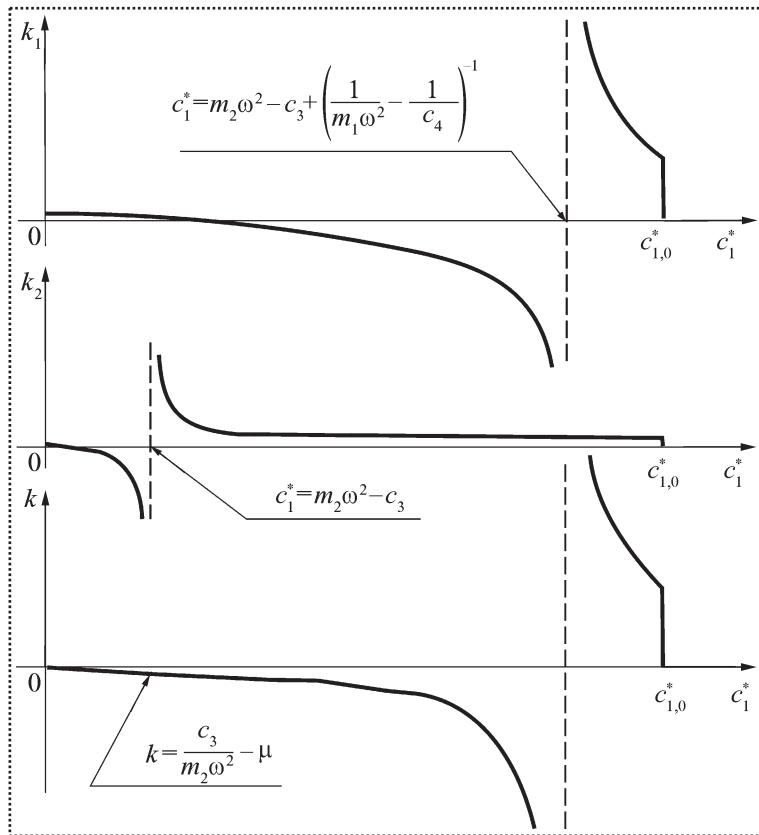


Рис. 2. Зависимости коэффициентов усиления от жесткости нагружаемой системы

летворяющих соответственно условиям (49) и (50):

$$c_1^* = m_2 \omega^2 - c_3 + \left( \frac{1}{m_1 \omega^2} - \frac{1}{c_4} \right)^{-1}; \quad (49)$$

$$c_1^* = m_2 \omega^2 - c_3. \quad (50)$$

Общий коэффициент усиления, определяемый по (5), при учете (11) и (25) представим в виде

$$k = \left\{ 1 - \frac{m_1 \omega^2}{c_4} + \frac{1}{c_1^*} \left[ (c_3 - m_2 \omega^2) \left( 1 - \frac{m_1 \omega^2}{c_4} \right) - m_1 \omega_2 \right] \right\}^{-1}, \quad (51)$$

откуда следует, что кривая  $k(c_1^*)$  (см. рис. 2) имеет разрыв при значении  $c_1^*$ , определяемом по (49).

При жесткости образца, удовлетвоящей условию (50), значение  $k$  является конечным:

$$k = \frac{c_3}{m_1 \omega^2} - \mu. \quad (52)$$

Это связано с тем, что при этом значении  $c_1^*$  коэффициент  $k_1 = 0$ .

Разрыв кривых  $k_1(c_1^*)$  и  $k(c_1^*)$  при значениях жесткости нагружаемой системы  $c_1^*$ , определяемой по (49), означает, что пружина возбуждения при соответствующей отстройке  $\eta_1^*$  разгружена.

При дальнейшем уменьшении жесткости  $c_1^*$  при растяжении пружины  $c_4$  происходит сжатие пружины  $c_5$ , и наоборот. Этому соответствует интервал жесткостей

$$m_2 \omega^2 - c_3 < c_1^* < m_2 \omega^2 - c_3 + \left( \frac{1}{m_1 \omega^2} - \frac{1}{c_4} \right)^{-1}. \quad (53)$$

При жесткости нагружаемой системы  $c_1^*$ , определяемой по (50), пружина  $c_4$  оказывается разгруженной и при дальнейшем уменьшении жесткости  $c_1^*$  деформации пружин  $c_4$  и  $c_5$  будут иметь одинаковый знак, противоположный деформации испытуемого образца.

Коэффициент отстройки от резонанса  $\eta_1$  при уменьшении жесткости  $c_1^*$  увеличивается и при полной потере жесткости испытуемым образцом (при его разрушении) станет равным единице.

Обратим внимание на то, что условия (45) и (46) удовлетворяются и в том случае, если  $|k| \rightarrow \infty$ , т.е. коэффициент усиления  $k$  машины при  $k_c = 1$  можно выбирать достаточно большой.

Полагая  $|k| = \infty$ , а следовательно, и  $|k_1| = \infty$ , из соотношений (11), (5) находим:

$$\begin{aligned} P_{05} &= 0; \quad r_1^* = c_5; \quad \varepsilon_{05} = 0; \\ k_1 \varepsilon_{05} &= \frac{c_1^* \alpha_{02}}{k_2 c_5}. \end{aligned} \quad (54)$$



На этом основании из (33)

$$c_4 = c_1^* \alpha_{02} k_2^{-1} (1 - \alpha_{02})^{-1}, \quad (55)$$

а из (36) после несложных преобразований

$$c_5 = c_1^* \alpha_{02} k_2^{-1} \left( 1 - \frac{1 - k_2^{-1}}{\alpha_{02}} \right)^{-1}. \quad (56)$$

Выражение (35) принимает вид:

$$\mu = \left[ k_2 \left( 1 + \frac{c_3}{c_1^*} \right) - 1 \right] \alpha_{02}^{-1}. \quad (57)$$

Таким образом, при  $\varepsilon_{05} = 0$  и  $\varepsilon_{04} = 1 - \alpha_{02}$  получены простые расчетные формулы для жесткостей пружин и параметра  $\mu$ , позволяющие вычислить их по принятым значениям коэффициента усиления  $k_2$  и деформации нагружаемой системы  $\alpha_{02}$ . При этом эффективность нагружения образца значительно увеличивается, так как исполнительный механизм привода возбуждения оказывается разгруженным.

*Полученные в результате приведенного анализа расчетно-аналитические зависимости являются теоретической основой для построения*

*расчетного алгоритма определения параметров колебательной системы испытательной машины рассмотренного типа при их оптимизации по критерию стабильности цикла нагружения объекта испытаний.*

#### Библиографический список

1. Серенсен С.В., Гарф М.Э., Кузьменко В.А. Динамика машин для испытаний на усталость. М.: Машиностроение, 1967. 460 с.
2. Испытательная техника: Справочник. В 2-х кн. кн. 1, кн. 2 / под ред. В.В. Клюева. М.: Машиностроение, 1982. 528 с, 560 с.
3. Степанов Ю.С., Кобяков Е.Т. К оптимизации параметров динамической модели испытательной машины осевого циклического нагружения // XXIII Российская школа по проблемам науки и технологий (24 – 26 июня 2003 г., г. Миасс). Краткие сообщения. – Екатеринбург. 2003. С. 114–119.
4. Кобяков Е.Т., Степанов Ю.С. К решению задачи синтеза колебательной системы испытательной машины осевого циклического нагружения // Наука и технологии. Том 1. Труды XXVI Российской школы. М.: РАН, 2006. С. 223–233.
5. Кобяков Е.Т., Степанов Ю.С. К обоснованию выбора динамических параметров кинематически возбуждаемой испытательной машины осевого циклического нагружения // Материалы III Международного симпозиума "Ударно-вibrationные системы, машины и технологии" (17 – 19 октября 2006 г.) – Орел: ОрелГТУ, 2006. С. 360–366.



Окончание. Начало на стр. 21

## Информация

Принятые по результатам работы конференций решения позволяют аккумулировать достигнутые результаты и ориентируют на решение первоочередных и долгосрочных задач. Отмечен высокий уровень пленарных и секционных докладов. Изданы два тома материалов конференции.

Координатор симпозиума

**Б.Я. Мокрицкий**

# В ПОМОЩЬ КОНСТРУКТОРУ, ТЕХНОЛОГУ

УДК 624.07.012

**В.И. Муравьёв, д-р техн. наук, О.Н. Клешнина, А.А. Кузнецов,  
Р.А. Физулаков, канд. техн. наук, А.М. Мартынюк** (Комсомольский-на-Амуре  
государственный технический университет)  
E-mail: office@knastu.ru, kts@knastu.ru

## Исследование влияния адсорбированной влаги на содержание водорода в поверхностном слое заготовок из титановых сплавов

Приведены результаты исследований влияния адсорбированной влаги на содержание водорода в поверхностном слое заготовок из титановых сплавов в зависимости от технологических операций изготовления конструкции. Показано, что последние оказывают существенное влияние на вид адсорбции влаги и содержание водорода в поверхностном слое заготовок. Спектральный анализ содержания водорода на поверхности заготовок из титановых сплавов позволяет качественно оценить количество адсорбированной влаги и вид ее адсорбции.

*The effect of adsorbed moisture on the hydrogen content in the surface layer blanks of titanium alloys, depending on the technological operations of manufacturing design. Is shown that the technological operations of manufacturing of titanium structures have a significant impact on the type of adsorption of moisture and hydrogen content in the surface layer of workpieces. Spectral analysis of hydrogen content on the surface of billets of titanium alloys can qualitatively estimate the amount of adsorbed moisture and the type of its adsorption.*

**Ключевые слова:** титановый сплав, подготовка кромок (под сварку), капиллярно-конденсированная влага, поверхность, макро-, микро-, субмикротрещина, шероховатость, адсорбированная влага, водород, заготовка, технологическая операция.

**Keywords:** titanium alloy, edge preparation groove, capillary-folded moisture, surface, macro-, micro-, sub- micro-crack, roughness, adsorbed moisture, hydrogen, bloom, process operation.

Большое влияние на свойства титана и его сплавов оказывают газы, в частности водород, повышенное содержание которого приводит к снижению ударной вязкости и увеличивает чувствительность к надрезу.

Водород адсорбируется титаном с заметной скоростью, начиная с температуры 400 °C, причем температура зависит от состояния поверхности титана (удельной величины, чистоты и т.д.). Легче всего адсорбция происходит на материале с высокой удельной поверхностью (губка, порошок), хуже – на плотном металле.

При каждой данных температуре и давлении газа титан адсорбирует определенное количество водорода. Таким образом, варьируя их величинами над поверхностью титановых образцов в замкнутом объеме, можно регулировать концентрацию водорода в образце, т.е. осуществлять процессы наводороживания либо обезводороживания.

Цель настоящей работы – выявление влияния адсорбированной влаги на содержание водорода в поверхностном слое заготовок из титановых сплавов в зависимости от технологических операций изготовления конструкции.

### Методика проведения исследований

Исследования проводили на образцах размерами 50×50×10 мм из различных титановых сплавов. Образцы подвергали различным видам механической обработки.

Качество поверхности образцов выявляли замером шероховатости на профилометре и макро- и микроисследованиями на растровом электронном микроскопе JSM-5600 фирмы JEOL с волновым микрозондом. Химический состав и примеси газов изучали на мобильном оптико-эмиссионном анализаторе ARK-мет фирмы PPM-System, водород – спектральным



методом с применением низковольтного разряда и методом трех эталонов на спектрографе ИСП-51 в соответствии с ОСТ 90034–81.

Методы спектрального анализа газов и, особенно, водорода в титане, а также его концентрационного распределения на глубине выделяются среди известных экспрессностью, удовлетворительной воспроизводимостью и возможностью точечного определения без разрушения образца. Изменение содержания водорода оценивали в сравнении с этим показателем в основном металле. Определяли содержание водорода на поверхности образцов в исходном состоянии, после промывки в спирте и охлаждения до  $-10^{\circ}\text{C}$ .

## Результаты исследований

Известно [1–4], что формирование поверхности раздела при изготовлении заготовок из конструкционных материалов подразделяют на формирование разрушением (все виды механической обработки), травлением (избирательное диффузионное растрравливание), плавлением (криSTALLизация). Каждый вид сформированной поверхности по-разному влияет на образование поверхностного дефектного слоя и в связи с этим на абсорбцию влаги, а в конечном счете – на содержание водорода в поверхностном слое.

На поверхности раздела фаз протекают процессы физической и химической адсорбции. Исходя из высокой химической активности титана и его сплавов, следует ожидать развития на их поверхности как процесса физической адсорбции (первая стадия сорбции), так и последующего процесса хемосорбции. Количество вещества на поверхности адсорбента (металла) определяется скоростью адсорбции, зависящей от ряда факторов, основными из которых являются концентрация свойств адсорбента и адсорбата, физико-химическое состояние поверхности адсорбента, наличие динамических потоков адсорбата, количество молекул адсорбента, ударяющихся в единицу поверхности за единицу времени. Шероховатость поверхности значительно увеличивает адсорбированную

способность как в аспекте интенсивности, так и экстенсивности.

Помимо процесса адсорбции веществ во множестве капиллярных углублений и полостей шероховатой поверхности может протекать процесс капиллярной конденсации влаги, вызванный тем, что с ростом кривизны вогнутой поверхности жидкости давление пара над ней уменьшается, т.е. над вогнутым мениском пар становится насыщенным при давлении меньшем, чем над плоской поверхностью. При этом заметим, что для возникновения вогнутого мениска необходимо, чтобы влага хорошо смачивала поверхность. Вероятность капиллярной конденсации влаги увеличивается с уменьшением температуры конденсации. Она особенно велика при переносе охлажденных деталей в теплую среду.

Как видно из данных таблицы и рис. 1, формирование поверхностного слоя образцов определяется операциями технологического цикла их изготовления. При этом формируется определенный свойственный каждому методу обработки макро-, микро- и субмикрорельеф обработанной поверхности, характеризуемый стандартными параметрами. Основными являются высокие характеристики, среди них наиболее предпочтителен параметр  $R_a$ , так как для его определения используется большое число точек реального профиля.

Процесс раскроя заготовок при резке на всех видах ножниц характеризуется отделением одной части заготовки относительно другой смещением в направлении, перпендикулярном к плоскости заготовки. Смещение в начальных стадиях характеризуется пластическим деформированием, но завершается обязательно разрушением. Верхний нож, опускаясь, надавливает на заготовку, вызывая последовательно упругое, а затем пластическое сжатие, сдвиг и разрушение.

На срезанной кромке листа (рис. 1, *a–в*) четко выделяются две зоны: узкая блестящая полоска, соответствующая пластической стадии, и более широкая матовая зона разрушения, которые заканчиваются появлением за-



**Шероховатость поверхности и глубины разрыхленного слоя образцов  
после различных видов обработки**

№ п/п	Вид обработки	Глубина разрыхленного слоя, мкм	Шероховатость $R_a$ , мкм	Глубина дефектного слоя $h$ , мм
1	Полирование	0,15	0,1	0,01
2	Чистое шлифование	1,0	0,8	0,03
3	Шабрение	3,0	1,25	0,3
4	Чистое фрезерование	6,0	3,2	0,5
5	Грубое фрезерование	8,0	6,3	0,8
6	Рубка на ножницах гильотинного типа	15	320 ( $R_z$ )	1–3
7	Ультразвуковая пластическая деформация	0	< 0,05	0
8	Травление	0,03	0,4	
9	Электроэррозионная обработка	0,025	0,1	0,01–0,06
10	Поверхность металла шва	0	1,25	0
11	Газолазерная резка в азоте	0	3,2	0,5
12	Газолазерная резка в аргоне	0	2,5	0,3
13	Плазменная резка в азоте	0	6,3	0,5
14	Газопламенная резка	0	> 320 ( $R_z$ )	3–5

усенца. При зазоре между ножами меньше оптимального скальывающие трещины не совпадают, между ними образуется перемычка, которая, разрываясь, ухудшает качество кромки, увеличивается высота заусенцев.

Традиционная обработка резанием (точение, фрезерование, шлифование) сопровождается процессами деформации и разрушения и удалением с поверхности части металла.

Общеизвестно, разрушение металлов сопровождается уменьшением плотности его у поверхности излома за счет концентрации напряжений от скопления дислокаций около препятствий (включения, границы зерен и др.) и образования пор и микротрещин – разрыхления приповерхностного слоя.

Доводочные операции уменьшают, но не исключают шероховатость и разрыхление поверхности слоя. При шлифовании (полировании) тонких кромок в результате низкой тепло-

проводности материала могут возникать высокие местные температуры и появляются прижоги и мелкие микротрещины на поверхности.

Таким образом, вышеуказанные технологические операции приводят к нарушению целостности волокон металла, разрыхлению поверхностного слоя, образованию в нем растягивающих напряжений, созданию хаотичной, неоднородной микрогеометрии. Обработка кромок давлением (пластическое деформирование обкаткой) позволяет полностью устранить перечисленные недостатки. При этом целостность волокон металла сохраняется, происходит лишь передеформация приповерхностных слоев металла, их упрочнение (повышается микротвердость, образуются сжимающие напряжения), микрогеометрия упорядочивается, становится более однородной, а при вибранакатывании – регулярной, легко управляемой и оптимизируемой.

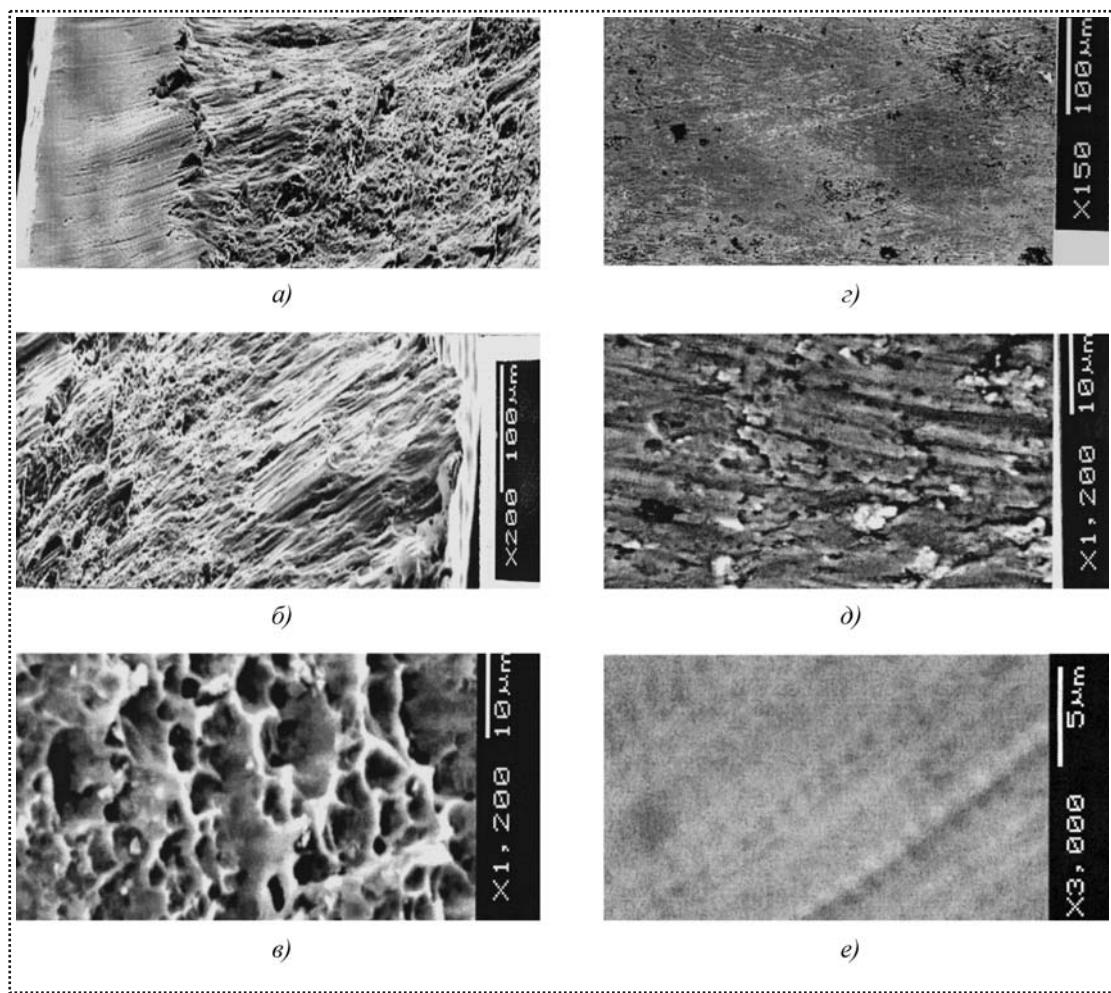


Рис. 1. Фрактограммы поверхностного макрорельефа образцов из сплава BT20:

а, б, в – резка на ножницах гильотинного типа;  
г, д – фрезерование;  
е – ультразвуковая пластическая деформация травленой поверхности

Все виды раскроя, формирование кромки раздела при которых вызвано разрушением (таблица, операции 1–6), различаются не только параметрами шероховатости, но и толщиной деградированного (макро-, микро-, субмикротрешины) разрыхленного поверхностного и приповерхностного слоя. Поэтому количество адсорбированной влаги на таких кромках необходимо оценивать по критерию параметра шероховатости ( $R_a$ ,  $R_z$ ) с обязательным учетом объема дефектного поверхностного слоя. Последний оценивают глубиной  $h$  проникновения макро-, микро- и субмикротрешин в заготовку и их количеством.

Как видно из рис. 2, дефектность поверхностного слоя образцов оказывает существенное влияние на содержание в нем водорода. Максимальное количество водорода – на поверхности раздела заготовки после раскроя на ножницах гильотинного типа, еще больше – в поверхностном слое, причем вне зависимости от дефектности после перемещения холодных образцов в тепло. Содержание легирующих элементов также оказывает существенное влияние на поверхностное содержание водорода. Так, для всех видов обработки поверхностного слоя сплава BT20 содержание

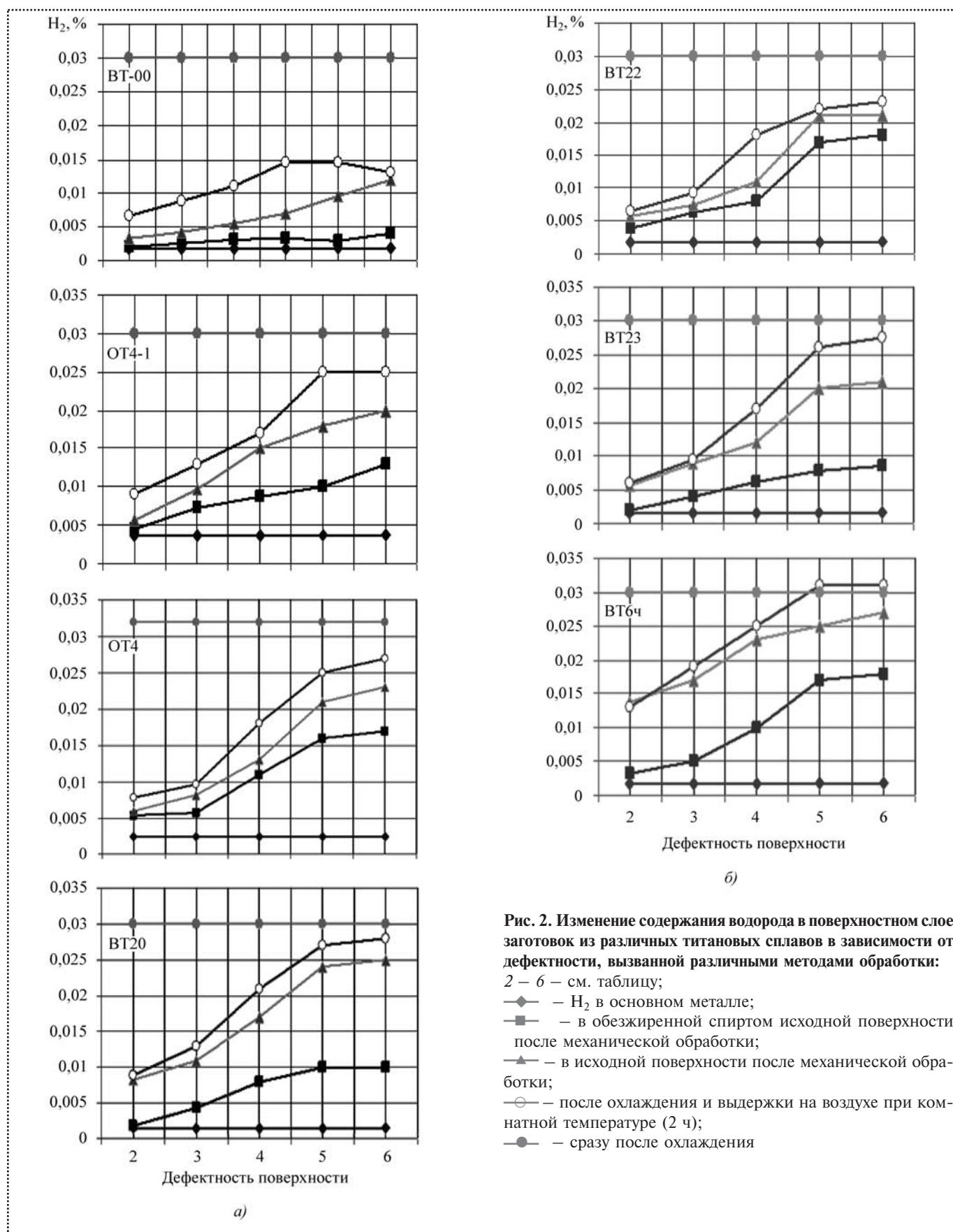


Рис. 2. Изменение содержания водорода в поверхностном слое заготовок из различных титановых сплавов в зависимости от дефектности, вызванной различными методами обработки:  
 2 – 6 – см. таблицу;  
 ● –  $H_2$  в основном металле;  
 ■ – в обезжиренной спиртом исходной поверхности после механической обработки;  
 ▲ – в исходной поверхности после механической обработки;  
 ○ – после охлаждения и выдержки на воздухе при комнатной температуре (2 ч);  
 ● – сразу после охлаждения

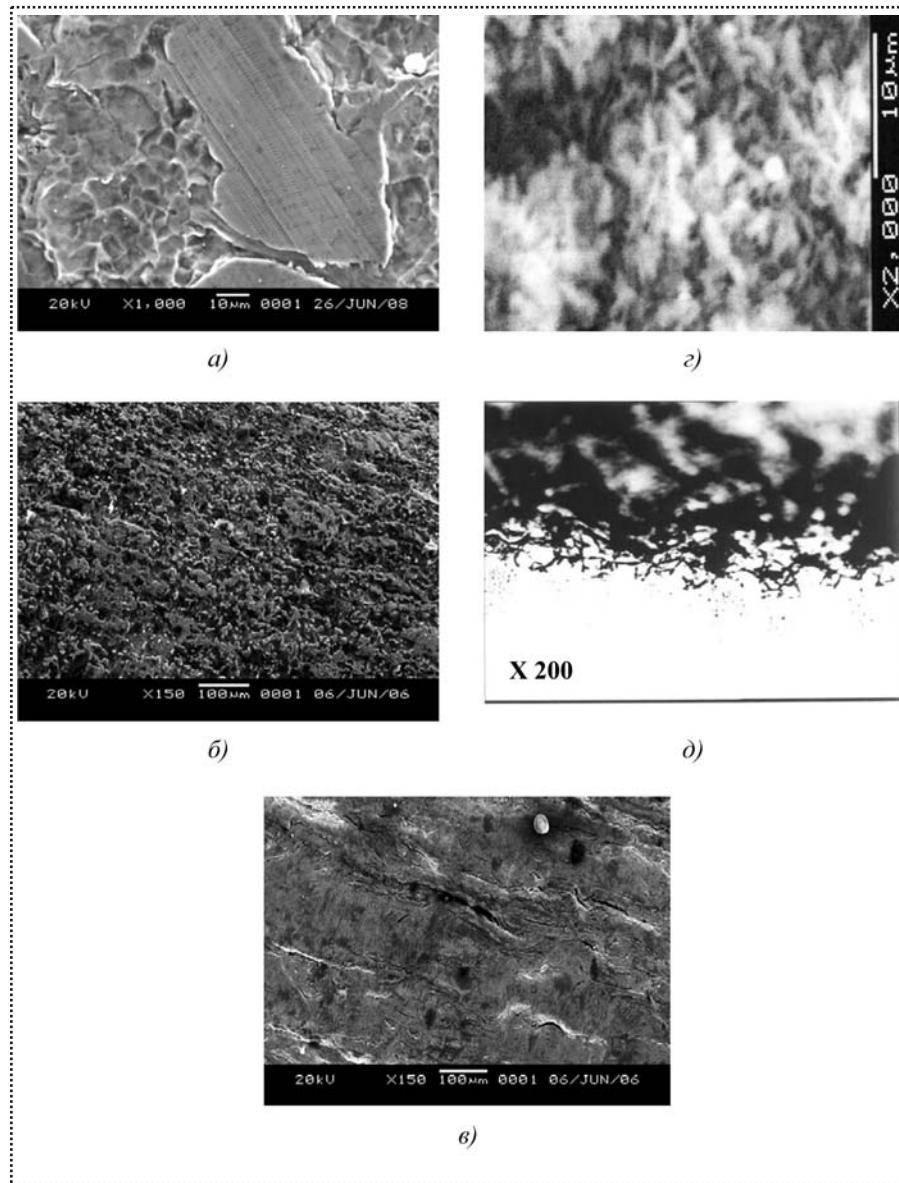


Рис. 3. Фрактограммы (а – в) поверхности макрорельефа и микроструктура (д) образцов из сплава BT20:

а – в – травленая поверхность; г – поверхность и микроструктура (д) после электроэррозионной обработки

водорода в нем более чем в 1,5 раза выше по сравнению с техническим титаном BT1-00.

Резкое изменение поверхностного содержания водорода после выдержки холодных образцов при комнатной температуре свидетельствует об испарении поверхностно-адсорбированной влаги, как и при обезжиривании спиртом. В последнем случае наблюдается практически полное удаление поверхностно-адсорбированной влаги.

Учитывая факт [5], что удаление капиллярно-конденсированной влаги с дефектной поверхности довольно сложно, с достаточной степенью точности можно утверждать, что разница содержания водорода в основном металле и поверхностном слое объясняется наличием капиллярно-конденсированной влаги в дефектном слое, причем чем выше дефектность слоя, тем больше в нем содержание водорода.

Операции химического травления и электроэррозионного раскрыя (рис. 3 и таблица, операции 8, 9) сопровождаются процессами избирательного растворения поверхности за счет различной скорости диффузии атомов и молекул по поверхности, границам зерен и т.д. при воздействии травителей и электролитов.

Процессы формирования структуры поверхности образцов под действием травления (химического и, особенно, электроэррозионного) могут и не различаться по параметрам шероховатости, но существенно отличаться глубиной дефектного слоя – растворение по границам зерен (рис. 3, д).

Таким образом, травление и механическая обработка идентично влияют на содержание водорода в поверхностном слое (рис. 4). Существенное отличие наблюдается у образцов, поверхность которых образована электроэррозионной обработкой (рис. 5). Содержание водорода изменяется после обезвоживания в спирте и сушке при 150 °C в течение 3 ч, но остается высоким, что объясняется как наличием капиллярно-кон-



Рис. 4. Гистограммы изменения содержания водорода в поверхностном слое листов из сплавов BT1-00 (▨), BT-20 (■), OT4-1 (▨) в зависимости от условий обработки:

- 1 – состояние поставки после травления;
- 2 – после внесения из холода ( $-50^{\circ}\text{C}$ ) в тепло;
- 3 – через 2 ч после холода;
- 4 – обезвоживание в спирте;
- 5 – содержание водорода в металле

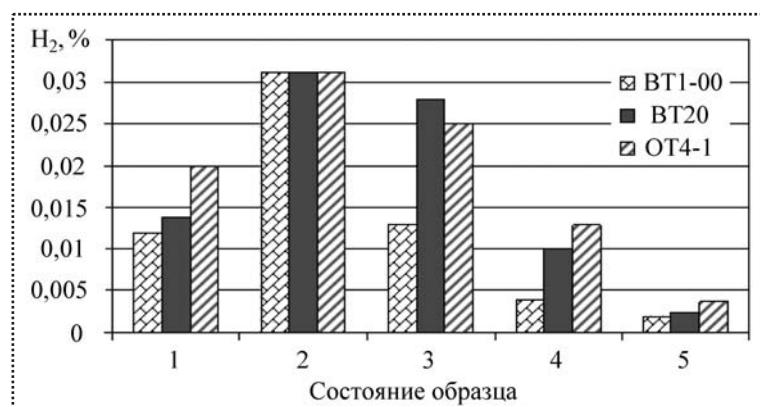
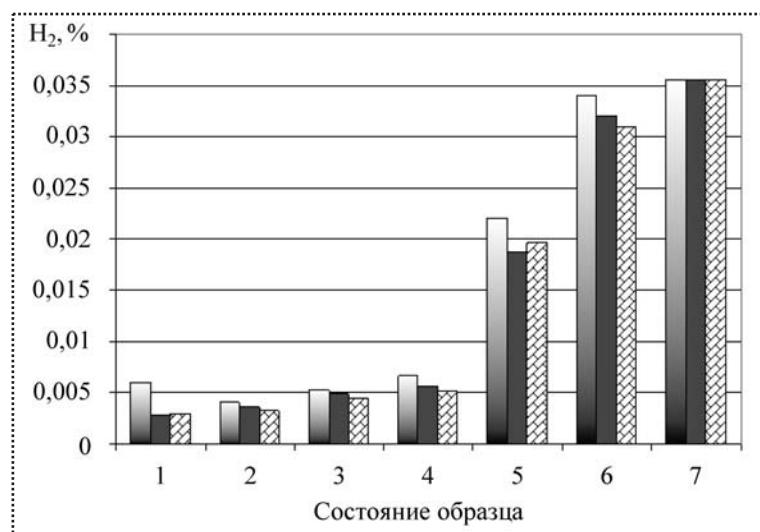


Рис. 5. Гистограммы изменения содержания водорода в поверхностном слое заготовок из сплава BT20 в зависимости от вида обработки: исходное состояние (□); промывка в спирте (■); сушка при  $150^{\circ}\text{C}$  в течение 3 ч (▨):

- 1 – поверхность сварного шва (АрДЭС); 2 – поверхность реза;
- 3 – газолазерная резка в аргоне;
- 4 – газолазерная резка в азоте;
- 5 – плазменная резка в азоте;
- 6 – газокислородная обработка;
- 7 – электроэрозионная обработка



денсированной влаги, так и возможным насыщением поверхности металла образцов водородом.

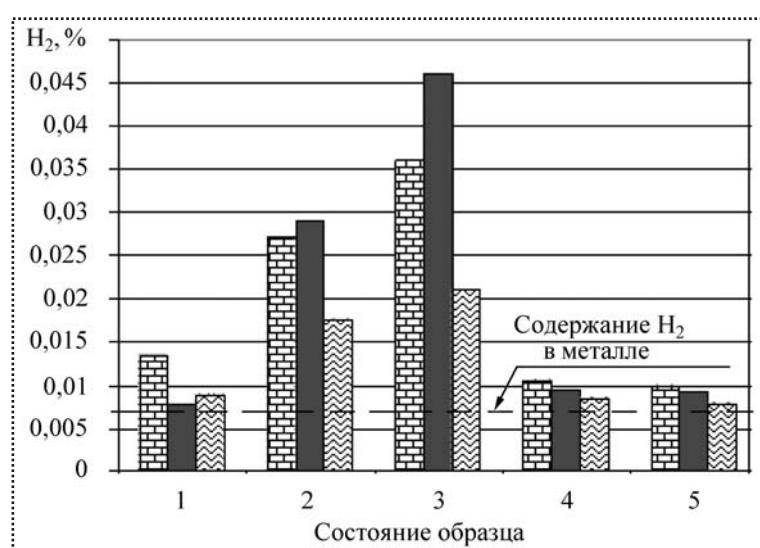
Степень активизации адсорбции влаги на поверхности заготовок определяется съемом металла и создаваемой при этом развитой микрогеометрией и, кроме того, величиной разрыхленного подповерхностного слоя, определяющего количество капиллярно-конденсированной влаги.

Процесс удаления жидкости из полостей дефектов сформированной поверхно-

сти стыкуемых заготовок представляет определенную сложность. Наибольшая эффективность может быть достигнута нагреванием очищаемой поверхности до температуры испарения или кипения жидкости.

Рис. 6. Гистограммы изменения содержания водорода в поверхностном слое листов из сплава BT20 в зависимости от видов обработки: после травления (▨), травления и отжига при  $650^{\circ}\text{C}$  (1 ч) в вакууме (■), травления и отжига при  $650^{\circ}\text{C}$  (1 ч) в воздушной среде (▨) и времени воздействия воздушной атмосферы:

- 1 – по истечении 8 ч; 2 – 3 сут.; 3 – 3 мес.; 4 – по истечении 3 мес. прогрев при  $150^{\circ}\text{C}$  (3 ч); 5 – по истечении 3 мес. обезвоживание спиртом



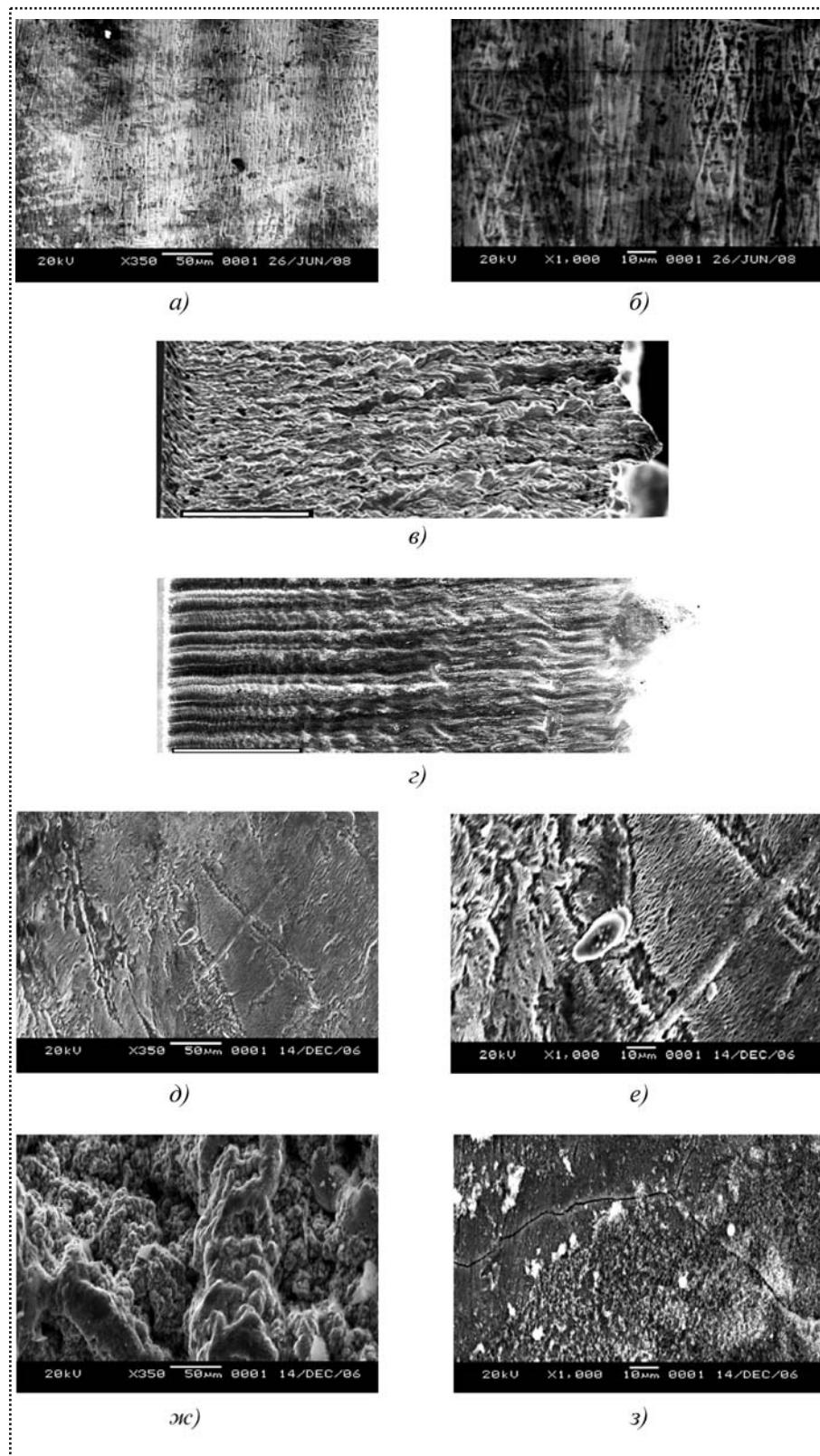


Рис. 7. Фрактограммы поверхностного макрорельефа образцов из сплава ВТ20: а, б – сварного шва после ААрДЭС; после газолазерного раскрова: в – в азоте; г – в аргоне; д, е – после плазменного раскрова в азоте; ж, з – после газопламенного раскрова

температура нагревания в течение 1 ч: для воды – от 100 до 370 °С, глицерина – от 100 до 320 °С, этилового спирта – от 100 до 260 °С, ацетона – от 100 до 240 °С.

Поверхностно-адсорбированная влага на образцах из сплава ВТ20 легко удаляется прогревом при 150 °С в течение 3 ч и обезвоживанием спиртом, но капиллярно-конденсированная влага полностью не удаляется, о чем свидетельствует разница в содержании водорода в поверхностном слое и основном металле (рис. 6).

Операции раскрова воздействием высококонцентрированных источников энергии (лазерного, плазменного и др.) сопровождаются процессами плавления и исключают разрыхление поверхностного и приповерхностного слоя, создают оксидно-нитридную пленку, приповерхностный слой со значительным увеличением твердости и поверхность заготовки с регулярным микрорельефом (рис. 7, таблица, операции 10–13).

Содержание водорода в поверхностном слое образцов (см. рис. 5, поз. 1–4) практически остается на уровне основного металла, особенно после

В работе [5] показано, что для выброса жидкостей из капилляров необходима следующая

(см. рис. 5, поз. 1–4) практически остается на уровне основного металла, особенно после



обезвоживания в спирте или сушки при 150 °С в течение 3 ч. Исключение составляют образцы, поверхность которых образована электроэрозионной и газопламенной резкой (см. рис. 5, поз. 5–6).

### Выводы

*Технологические операции изготовления титановых конструкций оказывают существенное влияние на вид адсорбции влаги на поверхности и содержание водорода в поверхностном слое заготовок.*

*Поверхностный макро- и микрорельеф и подповерхностный микро- и субмикродефектный слой при изготовлении заготовок по-разному адсорбируют влагу.*

*Процессы формирования структуры поверхности заготовок, вызванные разрушением (механическим воздействием, механической обработкой) и травлением (химическим, электроэрозионным и др.), могут не различаться по параметрам шероховатости, но существенно отличаться глубиной микро- и субмикродефектного слоя (разрыхление, избирательное растворение и др.) и, следовательно, видом и количеством адсорбированной влаги и содержанием водорода в поверхностном слое. Максимальное содержание водорода наблюдается у образцов, раскроенных на ножницах гильотинного типа.*

*Содержание водорода в поверхностном слое образцов, образованных процессами плавления (сварка в аргоне, газолазерная резка в аргоне и азоте, плазменный раскрой в азоте), практиче-*

*ски остается на уровне основного металла, исключение составляет газолазерный раскрой.*

*Спектральный анализ содержания водорода на поверхности заготовок из титановых сплавов позволяет качественно оценить количество адсорбированной влаги и вид адсорбции (поверхностная или капиллярно-конденсированная).*

*Внесение холодных заготовок в тепло приводит к интенсивной адсорбции влаги и максимальному содержанию водорода в поверхностном слое независимо от вида формирования поверхности раздела.*

*Обезжиривание спиртом, как и прогрев при 150 °С в течение 3 ч, приводит к удалению только поверхностно-адсорбированной влаги, а капиллярно-конденсированная влага практически не удаляется с поверхности.*

### Библиографический список

1. Пористость при сварке цветных металлов / В.В. Редчиц, В.А. Фролов, В.И. Лукин, В.А. Казаков. – М.: Издательский центр "Технология машиностроения", 2002. 448 с.
2. Муравьев В.И. Особенности изготовления и оценки качества крупногабаритных тонкостенных сварных конструкций из сплава ВТ20 // Авиационная промышленность. – 1986. № 8. С. 15–18.
3. Матюшкин Б.А., Горшков А.И., Муравьев В.И. Особенности образования и развития трещин от пор в металле швов сплавов титана после сварки // Сварочное производство. – 1975. № 8. С. 9–11.
4. Муравьев В.И. Проблемы порообразования в сварных швах титановых сплавов // МиТОМ. – 2005. № 7. С. 30–37.
5. Ханъжин П.С., Яблоник Л.М. Влияние технологии контроля на выявление дефектов капиллярным методом // Дефектоскопия. – 1980. № 6. С. 64–71.

## Высокие технологии XXI века

Одиннадцатый международный форум и выставка под таким названием проходили с 10 по 22 апреля 2010 г. в ЦВК "Экспоцентр". В подготовке и проведении форума активное участие приняли Минпромторг и Минобороны России, Российская академия наук, Роскосмос, Торгово-промышленная палата, Российский фонд развития высоких технологий, ЗАО "Экспоцентр" и др.

**МГТУ им. Н.Э. Баумана** демонстрировал свои разработки.

*Нанооптические элементы, изготовленные по технологии плазмохимического травления*, для формирования направления распространения оптического излучения по законам дифракции, получения сверхкомпактных оптических схем за счет уменьшения толщины оптических элементов, параллельного взаимодействия с матрицами лазерных и светодиодных излучателей и матричными приемниками изображений с целью совмещения разных функций формирующей оптики. Плазмохимическое травление позволяет выполнить любые задачи по скоростному травлению диэлектриков, металлов, монокристаллического кремния и других материалов, широко используемых, например, в построении современных систем голограммической памяти. Плазмохимическое травление позволяет получать рельефно-фазовые голограммные оптические элементы, дифракционные оптические элементы на стеклянных и полупроводниковых пластинах диаметром до 200 мм. Такие элементы отличаются высокой разрешающей способностью, возможностью получения элементов профиля с субмикронными размерами и высокой чистотой поверхности. Предельный вакуум в рабочей камере  $2,5 \times 10^{-4}$  Па.

*Технология получения многослойных листовых заготовок с субмикро- и наноразмерной структурой методом горячей прокатки*. Предназначена для массового производства многослойного листового проката черных и цветных металлов со стабильной структурой субмикро- и наноразмерного диапазона. Получение металличе-

ских листов включает мерную резку заготовок из листов, обработку их поверхности, сборку нарезанных листов в пакет, вакуумирование, нагрев пакета и пластическое деформирование по высоте. В качестве заготовок используют по-переменно чередующиеся листы сплавов на основе одного металла, имеющих разное строение кристаллических решеток в интервале температур горячей обработки давлением. Механические свойства создаваемых материалов определяются степенью структурирования и зависят от общего числа слоев в заготовке и толщины отдельного слоя.

Применение такой технологии дает возможность получать листовой материал определенной толщины с заданными заранее механическими характеристиками. Наиболее перспективное направление реализации такой технологии – отрасли промышленности, в которых проблема снижения массогабаритных параметров и/или повышение надежности определяет эффективность использования изделия в целом. Созданные материалы – это новый класс конструкционных материалов, не имеющих аналогов. Они рекомендованы к применению в авиационной, космической и других отраслях промышленности. Толщина каждого слоя не более 150 нм, число слоев в заготовке не ограничено.

*Малогабаритный датчик наноперемещений* для измерения линейного перемещения между датчиком и наблюдаемым объектом с пороговой чувствительностью менее 0,05 нм (измерение размеров нанообъектов; сборка, юстировка и контроль качества наномашин; высокоточное позиционирование инструмента в нанотехнологическом и литографическом оборудовании; измерение ускорения, температуры, массы, давления и т.п.). Принцип действия датчика основан на применении схемы интерферометра Майкельсона с использованием численных методов расшифровки интерферограмм, реализованных на сигнальном процессе.

Датчик автоматически отслеживает разность хода лучей в опорном и объектном плечах ин-



терферометра и передает информацию о разности фаз по запросу с ПК с помощью интерфейса USB. С целью уменьшения погрешности измерения выбрана минимальная длина опорного плеча датчика (~13 мм). Диапазон измеряемого перемещения зависит от длины когерентности выбранного эталонного источника излучения и может достигать 300 мм. Программа NV Displavement Meter при запуске автоматически определяет число подключенных датчиков.

По сравнению с аналогами на датчике пороговая чувствительность увеличивается в 5–10 раз. Он рекомендован к применению в нанотехнологии, литографии, электронной промышленности, прецизионном приборостроении, робототехнике и станкостроении. Погрешность измерения датчика до 0,5 нм, частота измерений не менее 6 кГц. Его габаритные размеры 25×34×64 мм.

**ЗАО "МЗС-Салют" (г. Москва)** демонстрировало на выставке и предложило потребителям станки различного назначения и другое оборудование.

**Зубошлифовальный станок мод. 5A868Ф с ЧПУ**, работающий профильным кругом, для шлифования колес наружного и внутреннего зацепления с возможностью измерения прошлифованного колеса непосредственно на станке. Ввод в ЧПУ данных по изделию и режимам (с чертежа или технологической карты), а также подналадки по результатам шлифования осуществляются в диалоговом режиме, исключающем необходимость владения программированием. Станок оснащен системой ЧПУ фирмы Siemens.

Предельные размеры обрабатываемого изделия: диаметр 900 мм; длина 120 и 700 мм; масса 400 кг; наименьший диаметр окружности впадин 150 мм; наибольшие длина прямозубого венца 300 мм, диаметр шлифовального круга 400 мм, число рабочих осей 5 шт., суммарная мощность установленных электродвигателей 27 кВт, мощность привода шлифовального круга 15 кВт. Габаритные размеры станка 5400×2950×2550 мм, масса 13 т.



Рис. 1. Рейкошлифовальный станок с ЧПУ мод. МШ428

**Рейкошлифовальный станок с ЧПУ мод. МШ428** (рис. 1) для шлифования зубьев рейки. Станок работает по методу копирования профильным шлифовальным кругом при единичном делении. Возможно шлифование реек любого профиля с переменными шагом и высотой зуба. Предельные размеры обрабатываемой заготовки 200×200×50...1000 мм. Наибольшая длина обрабатываемого прямого зуба 200 мм при угле наклона  $\pm 20^\circ$ . Набольший диаметр шлифовального круга станка 450 мм. Пределы скоростей движения ползуна с шлифовальным кругом 1...20 м/мин. Частота вращения шлифовального круга при бесступенчатом регулировании  $800...2000 \text{ мин}^{-1}$ . Мощность привода шлифовального круга 5,5 кВт. Суммарная мощность всех двигателей станка 14 кВт. Габаритные размеры и масса станка вместе с отдельно расположенным оборудованием соответственно 3700×2600×2300 мм и 8 т.

**Профилешлифовальный станок мод. МШ 397-4** с профильным кругом для обработки шлицевых валов и протяжек с прямобочным, эвольвентным, острошлицевым, радиусным профилями, а также зубчатых колес. Возможности гибкого профилирования шлифовального круга, обеспечиваемые управляемым от ЧПУ механизмом правки, позволяют одновременно



шлифовать боковые стороны, внутренний диаметр, закругления и фаски у основания, а также на вершине шлица. Ввод в ЧПУ данных по изделию и режимам обработки (непосредственно с чертежа или технологической карты), а также подналадки по результатам шлифования осуществляются в диалоговом режиме, исключающем необходимость владения программированием. Предусмотрена возможность независимой корректировки каждого элемента профиля. Высокое качество обслуживания обеспечивается визуальной диагностикой вводимых параметров и работы отдельных систем станка. Возможно моделирование на дисплее цикла обработки и профиля шлифовального круга. Диаметр обрабатываемого изделия 11...200 мм, наибольшая длина шлифования 1850 мм. Наибольший диаметр шлифовального круга 200 мм, частота вращения 2850 мин<sup>-1</sup>, мощность привода 3 кВт. Суммарная мощность привода станка 10 кВт. Число управляемых координат 6 шт. Габаритные размеры станка 5500×3400×2000 мм, масса 7,5 т.

*Внутришлифовальный станок с ЧПУ мод. МШ 204* для обработки цилиндрических и конических наружных и внутренних поверхностей тел вращения с автоматической загрузкой и выгрузкой деталей. Станок оснащен двумя шпинделями и позволяет проводить одновременное и последовательное шлифование отверстия и торца детали, а также последовательное шлифование всех выступающих из патрона наружных и внутренних поверхностей. Правка шлифовальных кругов осуществляется по задаваемой ЧПУ траектории.

Диаметр обрабатываемого изделия 20...200 мм; Диаметр шлифуемого отвер-

стия 10...160 мм, глубина 1...100 мм. Мощность внутришлифовального привода 1,5...10 кВт. Параметры круга для шлифовки торца отверстия и наружного диаметра: диаметр 20...180 мм, высота не более 50 мм, продольное перемещение 160 мм. Мощность привода торцевшлифовального шпинделя 2,2...5 кВт. Продольное перемещение механизма загрузки 60 000 мм. Скорость перемещения всех управляемых от ЧПУ узлов 100...1000 мм/мин. Габаритные размеры станка с приставным оборудованием (бак СОЖ, электрошкаф, гидростанция) 2850×2650×1900 мм, его масса 4 т.

*Зубошлифовальный станок мод. МШ 500 С*, работающий плоским кругом по методу обкатки и предназначенный для обработки эвольвентного профиля долбяков, шеверов и измерительных зубчатых колес. Станок оснащен системой ЧПУ фирмы Siemens, осуществляющей функцию деления и формообразования профиля зуба. Регулирование частоты вращения шлифовального круга и скорости правки бесступенчатое. Повышенная производительность станка обусловлена применением регулируемых приводов главного движения и правки, а также системы поддержания постоянной скорости резания по мере изнашивания шлифовального круга (электрокорундового или эльборового).

Диаметр обрабатываемого изделия 60...320 мм. Наибольшая ширина прямозубого венца 70 мм. Наибольший угол наклона зубьев  $\pm 35^\circ$ . Число обрабатываемых зубьев 1...999. Диаметр шлифовального круга станка 750 мм, предельная частота вращения 100...900 мин<sup>-1</sup>, наибольшая окружная скорость 35 м/с. Скорость правки (регулирование бесступенчатое) 0,16...0,32 м/мин.

*(Продолжение следует.)*

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

ООО "Издательство Машиностроение", 107076, Москва, Строгинский пер., 4

Учредитель ООО "Издательство Машиностроение".

Адрес электронной почты издательства: E-mail: [mashpub@mashin.ru](mailto:mashpub@mashin.ru);

редакции журнала: [sborka@mashin.ru](mailto:sborka@mashin.ru); [tsmm@mashin.ru](mailto:tsmm@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 10.08.10 г. Подписано в печать 13.10.10 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 5,88. Уч.-изд. л. 5,36. Заказ 792. 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.