

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ  
ЖУРНАЛ ВХОДИТ В ПЕРЕЧЕНЬ УТВЕРЖДЕННЫХ ВАК РФ ИЗДАНИЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИЙ ТРУДОВ СОИСКАТЕЛЕЙ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ

8 2008  
(97)

## СОДЕРЖАНИЕ

### Современные технологии сборки

- Волков Г.Ю., Ратманов Э.В., Курасов Д.А. Условия сборки зубчатых эксцентриковых подшипников . . . . . 3
- Журавлев А.Н. Исследование влияния силового фактора на геометрическую точность резьборцовых соединений при структурно упорядоченной сборке . . . . . 8
- Кристалль М.Г., Чувиллин И.А. Модель динамики ротационной сборки цилиндрических деталей . . . . . 12

### Сборочное оборудование и его элементы

- Золотарева О.В. Предельные режимы работы трубчатого устройства самоориентации деталей . . . . . 16
- Князев Д.В. Автоматизация сборки клеетепловых цилиндрических соединений с натягом . . . . . 21

### Технологическая оснастка

- Микитянский В.В., Микитянская Л.М. Оценка влияния массы приспособления на динамические характеристики технологической системы . . . . . 24

### Обеспечение качества. Испытания. Контроль

- Степанов Ю.С., Кобяков Е.Т., Поляков А.И. Аналитическое решение задачи о колебаниях физического маятника на упругом подвесе . . . . . 31

### Разборка. Ремонт

- Хусаинов Я.В. Восстановление изношенных деталей машин напылением . . . . . 35
- Квагинидзе В.С., Корецкий В.Б. Основные методы восстановления металлоконструкций большегрузных карьерных автосамосвалов, эксплуатируемых в условиях Севера . . . . . 37
- Техническое обслуживание оборудования. *Продолжение* . . . . . 39

### В помощь конструктору, технологу

- Штеников В.Н. Опыт ФГУП УЭМЗ по пайке электронных приборов в контексте международных стандартов IPC . . . . . 43

### Зарубежный опыт

- Музыкант Я.А. Новые конструкции сборных фрез ISCAR и рекомендации по их применению . . . . . 47
- Андреев А.Г. Новости техники . . . . . 52

### Нормативная документация

- Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения (по материалам ГОСТ 22061-76). *Продолжение* . . . . . 54

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

**Редакционный совет**  
**МОСКВА**

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

**Региональные редсоветы**

**АСТРАХАНЬ**

В.В. МИКИТЯНСКИЙ

**БЕЛГОРОД**

Н.А. ПЕЛИПЕНКО

**БРЯНСК**

О.А. ГОРЛЕНКО

**ВЛАДИВОСТОК**

Ю.Н. КУЛЬЧИН

А.А. СУПОНЯ

В.М. КОРНИЕНКО

**ВЛАДИВОСТОК**

В.Г. КАРАБАНЬ

М.Г. КРИСТАЛЬ

В.И. ЛЫСАК

В.М. ТРУХАНОВ

**ИЖЕВСК**

И.В. АБРАМОВ

Б.А. ЯКИМОВИЧ

В.Г. ОСЕТРОВ

И.К. ПИЧУГИН

**КАЗАНЬ**

Р.И. АДГАМОВ

**КОВРОВ**

Ю.З. ЖИТНИКОВ

**КОЛОМНА**

Ю.Д. АМИРОВ

**КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ**

Б.Н. МАРЬИН

В.И. ШПОРТ

А.М. ШПИЛЕВ

**НАБЕРЕЖНЫЕ ЧЕЛНЫ**

С.В. ДМИТРИЕВ

Р.М. ХИСАМУТДИНОВ

**ОМСК**

В.Н. КОСТЮКОВ

**ОРЕЛ**

Ю.С. СТЕПАНОВ

Г.А. ХАРЛАМОВ

**ОРЕНБУРГ**

А.Н. ПОЛЯКОВ

А.И. СЕРДЮК

А.П. ФОТ

**РЫБИНСК**

В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ

В.В. НЕПОМИЛУЕВ

А.Н. СЕМЕНОВ

**САМАРА**

М.В. ЕВДОКИМОВ

Ю.А. ВАШУКОВ

Г.А. КУЛАКОВ

В.А. НИКОЛАЕВ

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГ**

В.Ф. КУЗЬМИН

Е.В. ШАЛОБАЕВ

**ТВОЛЬЯТТИ**

А.И. РЫЖКОВ

Б.Ф. ХАЗОВ

**ХАБАРОВСК**

В.А. ЛАШКО

**Украина**

**КИЕВ**

А.С. ЗЕНКИН

В.А. МАТВИЕНКО

**ДОНЕЦК**

А.И. МИХАЙЛОВ

**СЕВАСТОПОЛЬ**

Е.Л. ПЕРВУХИНА

**ХАРЬКОВ**

Б.М. АРПЕНТЬЕВ

**Беларусь**

**МИНСК**

В.Л. БАСИНСКО

**ГОМЕЛЬ**

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ

**ПОЛОЦК**

М.Л. ХЕЙФЕЦ

**Ответственные за подготовку и выпуск номера:**

Н.М. КУЩ-ЖАРКО, О.Н. ЛУТОВИНИНА,  
Л.В. САВЕЛЬЕВА

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

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индексы по каталогу "Роспечать" – 79748, Объединенному каталогу "Пресса России" – 84967, каталогу "Почта России" – 60257) или непосредственно в издательстве  
Тел.: (495) 268-38-42; тел./факс: 268-85-26. Факс: (495) 269-48-97.

E-mail: sborka@mashin.ru

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

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

THE MONTHLY  
NEWSMAGAZINE  
FOR SCIENTISTS  
AND MANUFACTURERS

# ASSEMBLING



## IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE MAGAZINE IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERS  
THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY AAC RF FOR DISSERTATION PUBLICATION

8 2008  
(97)

### CONTENTS

#### Modern Technologies in Assembly

- Volkov G.Y., Ratmanov E.V., Kurasov D.A. Assembly conditions of gear eccentric bearings . . . . 3  
Zhuravlev A.N. Investigation of the powered factor influence on the geometrical accuracy of the thread and flange joints at the structurally-ordered assembling process . . . . . 8  
Kristal M.G., Chuvilin I.A. Model of dynamics of rotational assemblage of cylindrical details . . . . 12

#### Assembly Equipment and Its Elements

- Zolotaryova O.V. Utmost permissible operating conditions for tubular device of self-orientation of parts . . . . . 16  
Kniazev D.V. Automation of assembly of the adhesive-heat cylindrical joints with interference fit . . . . 21

#### Production Tools

- Mikitiansky V.V., Mikitianskaya L.M. Dynamic properties of a technological system effected by gear mass . . . . . 24

#### Quality Assurance. Testing. Monitoring

- Stepanov Yu.S., Kobayakov E.T., Polyakov A.I. Analytical solution of problems on physical pendulum oscillations on resilient bracket . . . . . 31

#### The Dismantling. Repair

- Husainov Ya.V. Worn-out machine elements spray reclamation . . . . . 35  
Kvaginidze V.S., Koretzki V.B. Metalwares regeneration methods of heavy haulers operated in conditions North . . . . . 37  
Servicing of equipment. A prolongation . . . . . 39

#### Industrial and Design Engineer's Aid

- Shtennikov V.N. Experience UEMP under a ration of electronic devices in a context of international standards IPC . . . . . 43

#### Foreign Experience

- Muzikant Ya.A. Interlocking side mill new constructions of ISCAR and guidelines for its application . . . . . 47  
Andreev A.G. Engineering news . . . . . 52

#### Command Papers

- Methodical directions by balance of rigid rotors (on the GOST 22061-76). A prolongation . . . . . 54

Journal is distributed on subscription, which can be issued in any post office (index on the catalogue of the "Rospechat" agency 79748, the union catalogue "Pressa Rossii" 84967, the catalogue "Pochta Rossii" 60257) or directly in editorial of the journal.  
Ph.: (495) 268-38-42; ph./fax: 268-85-26. Fax: (495) 269-48-97.  
<http://www.mashin.ru> E-mail: [sborka@mashin.ru](mailto:sborka@mashin.ru)  
Labor Red Banner Order Public Corporation "Publishing House "Mashine Building" 107076, Moscow, Stromynsky per. 4  
The reference to the Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal during reprint of the materials is mandatory.  
Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

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

#### Editors

##### MOSCOW

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

#### Regional editors

##### ASTRACHAN

MIKITIANSKI V.V.

##### BELGOROD

PELIPENKO N.A.

##### BRIANSK

GORLENKO O.A.

##### VLADIVOSTOK

KULSHIN Yu.N.  
SUPONIA A.A.  
KORNIENKO V.M.

##### VOLGOGRAD

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

##### IZHEVSK

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

##### KAZAN

ADGAMOV R.I.

##### KOVROV

ZHITNIKOV Yu.Z.

##### KOLOMNA

AMIROV Yu.D.  
KOMSOLOLSK-ON-AMUR

MARJIN B.N.  
SCHPORT V.I.  
SHPILEV A.M.

##### NABEREZHNYE CHELNY

DMITRIEV S.V.  
KHISAMUTDINOV R.M.

##### OMSK

KOSTIUKOV V.N.

##### OREL

STEPANOV Yu.S.  
KHARLAMOV G.A.

##### ORENBURG

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

##### RYBINSK

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

##### SAMARA

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

##### ST.-PETERSBURG

KUZMIN V.F.  
SHALOBAEV E.V.

##### TOLIATI

KHAZOV B.F.  
RYZHKOVA A.I.

##### KHABAROVSK

LASHKO V.A.

#### Ukraine

##### KIEV

ZENKIN A.S.  
MATVIENKO V.A.

##### DONETSK

MIKHAILOV A.I.

##### SEVASTOPOL

PERVUKHINA E.L.

##### KHARKOV

ARPENTIEV B.M.

#### Belarus

##### MINSK

BASINJUK V.L.

##### GOMEL

STARZHINSKI V.E.

##### POLITSK

KHEIFETZ M.L.

#### Executive editors of current issue:

KUSH-ZHARKO N.M., LUTOVININA O.N.,  
SAVELIEVA L.V.

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

Free price

Г.Ю. Волков, канд. техн. наук,

Э.В. Ратманов, канд. техн. наук, Д.А. Курасов (Курганский ГУ)

## Условия сборки зубчатых эксцентриковых подшипников

Рассмотрен подшипник, содержащий зубчатые тела качения разного диаметра. Такой механизм совмещает в себе функции эксцентрика и редуктора. Приведены расчетные зависимости, выражающие условие сборки зубчатого эксцентрикового подшипника (ЗЭП) и алгоритм инженерного расчета, необходимый для проектирования и его практического использования.

The bearing which contains gear-roller elements with different diameters is investigated. Every gear-roller element contains gear wreath and track in parallel. The bearing combines the functions of eccentric and reducer. The settlement dependences for the conditions of assembly gear eccentric bearing are deduced. Unlike the case of coaxial planetary gear train, these dependences are the system of equations in which each equation corresponds to the certain pair of satellites. The algorithm for engineering calculation and designing is given.

**Ключевые слова:** условия сборки, зубчатый эксцентриковый подшипник.

**Keywords:** assembly conditions, gear eccentric bearing.

В машиностроении широко распространены механизмы, преобразующие вращательное движение в возвратно-поступательное или колебательное. Чаще всего они используются в сочетании с редукторами.

Предложено конструктивное решение, совмещающее в себе функции упомянутых преобразующих механизмов и редуктора. Оно предусматривает использование так называемого ЗЭП [1] (рис. 1), который содержит ведущий вал 1, соосно закрепленную на нем шестерню 2, наружное кольцо 3 с внутренними зубьями. Зубчатые тела качения (сателлиты) 4 с разными диаметрами обеспечивают эксцентриситет  $e_h$ . Ведомое звено 5 шарнирно связано с шатуном 6. Зубья венцов шестерни 2, кольца 3 и сателлитов 4 выполнены концентрично цилиндрическим беговым дорожкам, диаметры которых равны или близки соответствующим

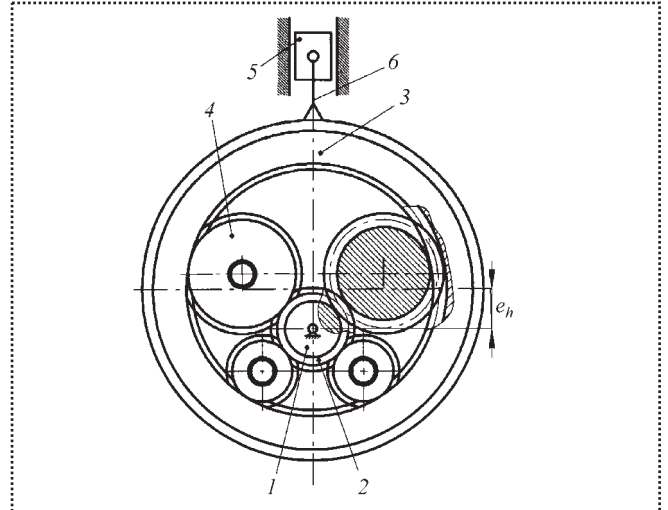


Рис. 1. Зубчатый эксцентриковый подшипник

шим начальным диаметрам зубчатых венцов. При этом передаточное отношение ЗЭП

$$i_{bh} = 1 + z_n / z_b,$$

где  $z_n$  и  $z_b$  — числа зубьев наружного кольца и ведущей шестерни соответственно.

ЗЭП по своей структуре является планетарным механизмом и геометрические условия существования ЗЭП, по сути, похожи на аналогичные условия для соосных планетарных механизмов, обобщенно называемые условиями сборки [2]:

- смежности;
- соответствия числа зубьев колес их расположению (собственно условие сборки);
- соответствия начальных диаметров колес их расположению (вместо условия соосности для соосных планетарных механизмов).

Если расчетные выражения условия смежности ЗЭП подобны случаю соосных передач и не нуждаются в специальном исследовании, то математические приемы, используемые для описания двух других геометрических условий существования ЗЭП, будут совершенно иными, чем для обычных планетарных передач.



### 1. Условие сборки ЗЭП

Это условие соответствия числа зубьев колес их расположению. В отличие от соосных планетарных механизмов такое условие записывают для каждой пары сателлитов в отдельности. Исследуем вначале частный случай, когда все зубчатые колеса с радиусами начальных окружностей шестерни  $r_n$ , наружного кольца  $r_h$ , первого  $r_{c1}$  и второго  $r_{c2}$  сателлитов соответственно нарезаны без смещения, а их делительные окружности совпадают с начальными окружностями (рис. 2). Пара сателлитов расположена между зубчатыми венцами ведущей шестерни и наружного кольца. Рассмотрим контур, образуемый полюсами зацеплений  $P_{w1}, P_{w2}, P_{w3}, P_{w4}$ . Длина дуги  $\cup\varphi_B$  по делительной окружности шестерни, ограниченная межосевыми прямыми  $BC_1$  и  $BC_2$ , содержащими соответствующие полюсы зацеплений  $P_{w1}$  и  $P_{w2}$ :

$$\cup\varphi_B = Pz'_B + \delta_1 + \delta_2, \quad (1)$$

где  $P$  – шаг зубьев по делительной окружности;  
 $z'_B$  – количество полных зубьев, находящихся на дуге  $\cup\varphi_B$ ;  
 $\delta_1, \delta_2$  – длины дуг, соответствующих неполным шагам.

Аналогичная длина дуги  $\cup\varphi_H$  между межосевыми прямыми  $AC_1$  и  $AC_2$  по делительной окружности наружного кольца:

$$\cup\varphi_H = Pz'_H + \delta_3 + \delta_4, \quad (2)$$

где  $z'_H$  – количество полных зубьев, находящихся на дуге  $\cup\varphi_H$ ;  
 $\delta_3, \delta_4$  – длины дуг, соответствующих неполным шагам.

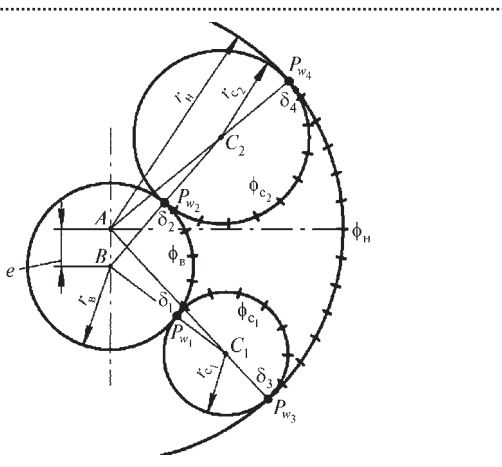


Рис. 2. Расчетная схема определения условия сборки ЗЭП

Длины дуг  $\cup\varphi_{c1}$  и  $\cup\varphi_{c2}$  по делительным окружностям сателлитов, расположенных внутри контура полюсов:

$$\cup\varphi_{c1} = Pz'_{c1} + \delta_1 + \delta_3, \quad (3)$$

$$\cup\varphi_{c2} = Pz'_{c2} + \delta_2 + \delta_4, \quad (4)$$

где  $z'_{c1}$  и  $z'_{c2}$  – количество полных зубьев, находящихся на соответствующих дугах  $\cup\varphi_{c1}$  и  $\cup\varphi_{c2}$ .

Сложим обе части уравнений (1), (2) и отнимем от них обе части уравнений (3), (4):

$$\begin{aligned} \cup\varphi_B + \cup\varphi_H - \cup\varphi_{c1} - \cup\varphi_{c2} &= \\ &= P(z'_B + z'_H - z'_{c1} - z'_{c2}). \end{aligned} \quad (5)$$

Таким образом, условие сборки ЗЭП имеет вид

$$\cup\varphi_B + \cup\varphi_H - \cup\varphi_{c1} - \cup\varphi_{c2} = PK, \quad (6)$$

где  $K = z'_B + z'_H - z'_{c1} - z'_{c2}$  – некоторое целое число.

Выразим длины дуг  $\cup\varphi_B, \cup\varphi_H, \cup\varphi_{c1}, \cup\varphi_{c2}$  через углы и радиусы

$$\varphi_B z_B + \varphi_H z_H - \varphi_{c1} z_{c1} - \varphi_{c2} z_{c2} - 2\pi K = 0, \quad (7)$$

где  $\varphi_B, \varphi_H, \varphi_{c1}, \varphi_{c2}$  – центральные углы и  $P_{w1} - P_{w2}$  и  $P_{w3} - P_{w4}$ , опирающиеся на полюсы соответствующих зацеплений (измеряют внутри контура);

$z_B, z_H, z_{c1}, z_{c2}$  – числа зубьев соответствующих колес.

Выражение (7) – это универсальное уравнение условия сборки ЗЭП для пары сателлитов.

Равносильная форма записи условия сборки

$$\varphi_B z_B + \varphi_H z_H + \varphi'_{c1} z_{c1} + \varphi'_{c2} z_{c2} - 2\pi K' = 0, \quad (8)$$

где  $\varphi'_{c1}, \varphi'_{c2}$  – центральные углы сателлитов, опирающиеся на полюсы зацеплений, измеренные с внешней стороны контура полюсов;

$K'$  – целое число, соответствует количеству звеньев "цепи", надетой на сателлиты, как на звездочки.

Параметры уравнений (7) и (8) связаны соотношениями

$$\varphi'_{c1} = 2\pi - \varphi_{c1}; \quad \varphi'_{c2} = 2\pi - \varphi_{c2}; \quad K' = K + z_{c1} + z_{c2}.$$

В том общем случае, когда зубчатые колеса ЗЭП нарезаны с произвольными смещениями инструмента, их начальные окружности не совпадают с делительными, причем одно и то же зубчатое колесо в разных зацеплениях может иметь разные начальные окружности. Тем не менее, отображающие

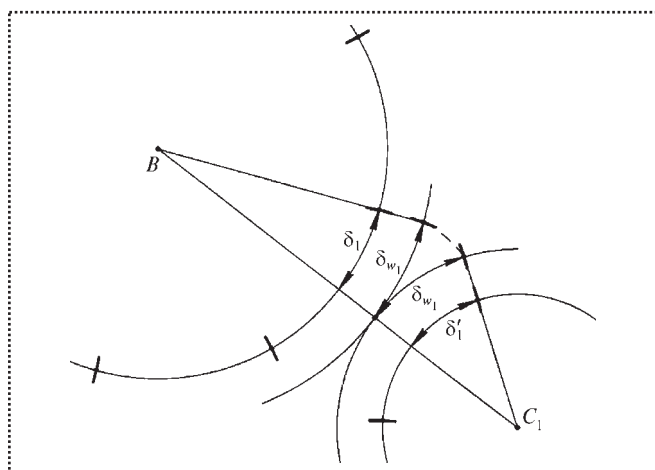


Рис. 3. Расчетная схема условия сборки колес со смещением инструмента

условие сборки уравнения (6)–(8) остаются справедливыми. На рис. 3 равные между собой длины дуг  $\delta_{w1}$ ,  $\delta'_{w1}$ , соответствующие неполному шагу по начальным окружностям, для каждого зацепления пропорциональны длинам соответствующих дуг по делительным окружностям:

$$\delta_{w1} = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{\omega}} \delta_1, \quad (9)$$

где  $\alpha$  – угол профиля;  
 $\alpha_{\omega}$  – угол зацепления.

Поэтому длина дуги  $\delta_1$  по одному из зацепляющихся колес равна длине дуги  $\delta'_1$  по другому колесу. В этом случае при получении уравнения (5) дуги  $\delta_i$  сокращаются, как и в рассмотренном выше частном случае, где  $i = 1 \dots 4$  – номер зацепления.

## 2. Условие соответствия начальных диаметров колес их расположению

Расчетная схема для этого условия показана на рис. 4. Уравнения, связывающие начальные диаметры колес и сателлита, могут быть получены различными способами.

Так, для треугольника  $ACB$  справедливо уравнение

$$AB^2 - 2AB \cdot AC \cos \psi_H + AC^2 - BC^2 = 0, \quad (10)$$

следовательно,

$$e_h^2 + (r_H - r_c)^2 - 2 \cos \psi_H e_h (r_H - r_c) - (r_B + r_c)^2 = 0. \quad (11)$$

В уравнение (11) подставим выражения

$$r_B = z_B m_{\omega i} / 2; r_H = z_H m_{\omega i} / 2; r_c = z_c m_{\omega i} / 2,$$

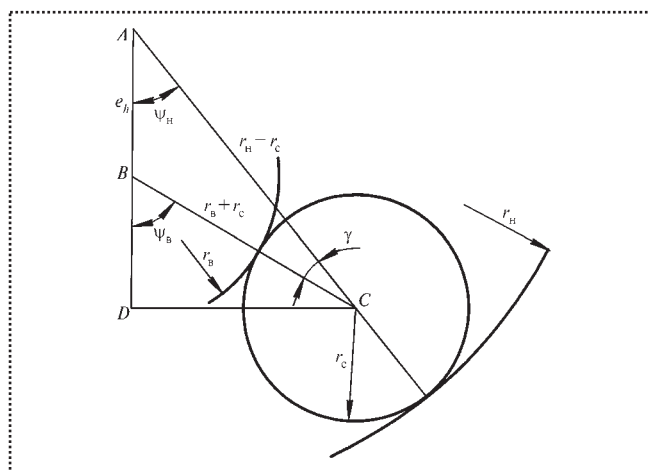


Рис. 4. Расчетная схема условия соответствия начальных диаметров колес их расположению:

$e_h = AB$  – эксцентриситет шестерни относительно наружного кольца;  $\psi_H$  – угол, расположенный между прямой, проходящей по линии эксцентриситета, и прямой, проходящей от т. А центра ЗЭП (центра окружности радиуса  $r_H$ ) через т. С центра сателлита;  $\psi_B$  – угол между прямой, проходящей по линии эксцентриситета и линии  $BC$ , соединяющей центры шестерни и сателлита;  $\gamma$  – угол между  $AC$  и  $BC$

где  $m_{\omega i} = m \cos \alpha / \cos \alpha_{\omega i}$  – начальный модуль  $i$ -го зацепления. После чего получаем

$$e_h^2 + \left( \frac{z_H m_{\omega i} - z_c m_{\omega i}}{2} \right)^2 - 2 \cos \psi_H e_h \left( \frac{z_H m_{\omega i} - z_c m_{\omega i}}{2} \right) - \left( \frac{z_B m_{\omega i} + z_c m_{\omega i}}{2} \right)^2 = 0. \quad (12)$$

Из уравнения (12) можно выразить  $z_c$  и  $\psi_H$ :

$$z_c = \frac{4e_h^2 + z_H^2 m_{\omega i}^2 - 4e_h z_H m_{\omega i} \cos \psi_H - z_B^2 m_{\omega i}^2}{2z_B m_{\omega i}^2 + 2z_H m_{\omega i} - 4e_h \cos \psi_H m_{\omega i}}, \quad (13)$$

$$\psi_H = \arccos \left[ \frac{(4e_h^2 + z_H^2 m_{\omega i}^2 - 2z_H z_c m_{\omega i}^2 - z_B m_{\omega i}^2 - 2z_B z_c m_{\omega i}^2) / (4e_h (z_H m_{\omega i} - z_c m_{\omega i}))}{(4e_h (z_H m_{\omega i} - z_c m_{\omega i}))} \right]. \quad (14)$$

Используя элементарные преобразования, из треугольника  $ACB$  можно найти также угол

$$\psi_B = \arccos \left[ \frac{((z_B m_{\omega i} + z_c m_{\omega i})^2 - (z_H m_{\omega i} - z_c m_{\omega i})^2) \times (1 - \cos^2 \psi_H)}{(z_B m_{\omega i} + z_c m_{\omega i})^2} \right]^{1/2}. \quad (15)$$

Угол

$$\psi_c = \psi_B - \psi_H. \quad (16)$$



В вычислениях, не требующих выражения углов  $\psi_c$ ,  $\psi_b$ ,  $\psi_n$  в явном виде, вместо уравнений (14) и (15) удобнее использовать более простые уравнения, полученные на основе метода векторных контуров. Для треугольника  $ACB$  уравнение замкнутости векторных контуров:

$$AB + AC - BC = 0. \quad (17)$$

При разложении (17) на координатные оси получаем систему уравнений

$$(z_n m_{oi} - z_c m_{oi}) \cos \psi_n + (z_b m_{oi} + z_c m_{oi}) \cos \psi_b = 0; \quad (18)$$

$$2e_h + (z_n m_{oi} - z_c m_{oi}) \sin \psi_n + (z_b m_{oi} + z_c m_{oi}) \sin \psi_b = 0. \quad (19)$$

Особенности ЗЭП заключаются в том, что их кинематические схемы при трех и более сателлитах статически неопределимы, а большинство из геометрических параметров ЗЭП ( $z_n$ ,  $z_b$ ,  $z_{c1}$ ,  $z_{c2}$  и  $K$ ) являются целочисленными. В таких условиях выбор параметров, допускающих монотонное варьирование при решении системы уравнений, связывающих геометрические параметры ЗЭП, ограничен.

Помимо углов, это эксцентриситет  $e_h$  и начальные модули  $m_{oi}$ , которые могут быть выбраны независимо для каждого зацепления. Однако если в разных зацеплениях будут разные начальные модули, то одно колесо в разных зацеплениях будет иметь разные начальные диаметры. При этом невозможно обеспечить одновременное равенство начальных диаметров зубчатых венцов диаметрам беговых дорожек для каждого колеса. В результате на беговых дорожках будет происходить некоторое проскальзывание, что нежелательно. Ограничиться же варьированием только параметра  $e_h$  можно лишь в случае наличия двух сателлитов.

Предложено ввести в геометрический расчет ЗЭП дополнительный параметр  $\Delta$  – радиальный натяг в кинематических парах, приведенный к радиусу наружного кольца  $r_n$ , выражающийся в долях модуля:  $\Delta = \Delta r_n / m_\omega$ .

Таким образом, фактический начальный радиус наружного кольца

$$r_n - \Delta r_n = \frac{z_n m_\omega}{2} - \Delta m_\omega.$$

С учетом сказанного, система уравнений (18), (19) преобразуется к виду

$$(z_n - 2\Delta - z_c) \cos \psi_n + (z_b + z_c) \cos \psi_b = 0; \quad (20)$$

$$2e + (z_n - 2\Delta - z_c) \sin \psi_n + (z_b + z_c) \sin \psi_b = 0, \quad (21)$$

где  $e = e_h / m_\omega$  – эксцентриситет, выраженный в долях модуля.

### 3. Примерный алгоритм геометрического расчета ЗЭП по условиям сборки

*Исходные данные для расчета:* число зубьев шестерни  $z_n$  и наружного кольца  $z_n$ , требуемая величина эксцентриситета  $e$  в долях от модуля,  $\Delta$  натяг наружного кольца в долях от модуля, количество сателлитов и предполагаемая схема их расположения, т.е. ориентировочные значения углов  $\psi_{n1}$  и  $\psi_{n2}$  для первого и второго сателлитов соответственно. Если противоположное не оговорено, будем использовать симметричные схемы, например с четырьмя сателлитами (см. рис. 1). Примем зацепление без смещения, т.е.  $\alpha_\omega = \alpha$ ;  $m_\omega = m$ .

*1-й этап.* Определение чисел зубьев  $z_{c1}$ ,  $z_{c2}$  сателлитов и целочисленных параметров:  $K_1$ , относящегося к двум малым сателлитам, и  $K_2$ , относящегося к малому и большому сателлитам.

Уравнение (7) условия сборки, включающее параметр  $K_2$  будет иметь вид:

$$z_b (\psi_{b2} - \psi_{b1}) + z_n (\psi_{n2} - \psi_{n1}) - z_{c1} (\pi + \psi_{b1} - \psi_{n1}) - z_{c2} (\pi - \psi_{b2} + \psi_{n2}) - 2\pi K_2 = 0. \quad (22)$$

Аналогичное уравнение для двух малых сателлитов, которые имеют одинаковые размеры и расположены симметрично:

$$z_b \psi_{b1} + z_n \psi_{n1} - z_{c1} (\pi - \psi_{b1} + \psi_{n1}) - \pi K_1 = 0. \quad (23)$$

В качестве расчетных уравнений, связывающих углы  $\psi_{n1}$ ,  $\psi_{n2}$ ,  $\psi_{b1}$ ,  $\psi_{b2}$ , воспользуемся выражениями вида (20), (21):

$$(z_n - \Delta - z_{c1}) \cos \psi_{n1} + (z_b + z_{c1}) \cos \psi_{b1} = 0; \quad (24)$$

$$(z_n - \Delta - z_{c2}) \cos \psi_{n2} + (z_n + z_{c2}) \cos \psi_{b2} = 0; \quad (25)$$

$$2e + (z_n - \Delta - z_{c1}) \sin \psi_{n1} + (z_n + z_{c1}) \sin \psi_{b1} = 0; \quad (26)$$

$$2e + (z_n - \Delta - z_{c2}) \sin \psi_{n2} + (z_n + z_{c2}) \sin \psi_{b2} = 0. \quad (27)$$

На данном этапе расчета принимаем ориентировочное значение натяга  $\Delta$ , например  $\Delta = 0,1$  или  $\Delta = 0$ .

Систему уравнений (22) – (27) решаем относительно  $z_{c1}$ ,  $z_{c2}$ ,  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $\psi_{b1}$ ,  $\psi_{b2}$  численным методом. Начальные приближения неизвестных прини-



### Возможные сочетания уточненных значений параметров ЗЭП

№ п/п	$z_{c1}$	$z_{c2}$	$K_1$	$K_2$	$e$	$\Delta$	$\Psi_{H1}$	$\Psi_{H2}$	$\Psi_{B1}$	$\Psi_{B2}$
1	22	40	3	-4	14,121	0,0178	0,54	1,867	0,848	2,207
2		39			13,558	0,456	0,545	1,849	0,842	2,262
3		40		-5	14,679	-0,416	0,536	1,799	0,854	2,247
4					14,773	-0,739	0,514	1,769	0,821	2,224
5			2	-4	14,2	-0,284	0,518	1,837	0,815	2,265
6			39	-5	14,107	0,029	0,54	1,782	0,848	2,22
7		14,2			-0,285	0,518	1,752	0,815	2,196	
8		40		-4	13,637	0,1635	0,522	1,819	0,809	2,238
9	15,304				-0,136	0,51	1,787	0,834	2,257	
10	39		-5	14,749	0,304	0,514	1,769	0,828	2,23	
11				15,947	-0,646	0,506	1,718	0,84	2,216	
12		40	-4	16,07	-1	0,483	1,688	0,807	2,193	
13				15,407	-0,472	0,488	1,757	0,8	2,233	
14	39		-5	15,384	-0,2	0,51	1,7	0,835	2,19	
15				15,5	-0,552	0,487	1,671	0,801	2,165	
16		2	-4	14,853	-0,023	0,491	1,739	0,795	2,207	

маем на основе графического построения или расчета с использованием выражений (13) – (15).

Полученные значения  $z_{c1}$ ,  $z_{c2}$ ,  $K_1$ ,  $K_2$  округляем до целых чисел. При этом целесообразно рассмотреть несколько вариантов округления.

*2-й этап.* Уточнение параметров ЗЭП для принятых значений  $z_{н1}$ ,  $z_{н2}$ ,  $z_{c1}$ ,  $z_{c2}$ ,  $K_1$ ,  $K_2$ . Снова решаем систему уравнений (22) – (27), но уже относительно неизвестных  $e$ ,  $\Delta$ ,  $\Psi_{H1}$ ,  $\Psi_{H2}$ ,  $\Psi_{B1}$ ,  $\Psi_{B2}$ .

Среди полученных результатов решения нужно выбрать те, которые содержат приемлемые значения натяга  $\Delta$ . В случае отсутствия таковых, следует повторить расчет для измененных исходных данных.

#### Пример.

Исходные данные:  $z_{н1} = 26$ ;  $z_{н2} = 92$ ;  $e = 14$ ;  $\Psi_{H1} = 0,52$ ;  $\Psi_{H2} = 1,7977$ ;  $\Delta = 0$ .

*1-й этап расчета.*  $\Psi_{B1} = 0,8148$ ;  $\Psi_{B2} = 2,2298$ ;  $z_{c1} = 21,88$ ;  $z_{c2} = 39,14$ ;  $K_1 = 2,14$ ;  $K_2 = -4,28$ .

Значения целочисленных параметров  $z_{c1}$ ,  $z_{c2}$ ,  $K_1$ ,  $K_2$  округляем в большую или меньшую сторону –  $z_{c1} = 21$  или  $z_{c1} = 22$ ;  $z_{c2} = 39$  или  $z_{c2} = 40$ ;  $K_1 = 2$  или  $K_1 = 3$ ;  $K_2 = -4$  или  $K_2 = -5$ .

*2-й этап расчета.* Уточняем для принятых возможных сочетаний значений  $z_{c1}$ ,  $z_{c2}$ ,  $K_1$ ,  $K_2$  значения параметров  $e$ ,  $\Delta$ ,  $\Psi_{H1}$ ,  $\Psi_{H2}$ ,  $\Psi_{B1}$ ,  $\Psi_{B2}$  (см. таблицу).

Из таблицы видно, что при равных числах зубьев сателлитов изменение значения параметров  $K_1$  и  $K_2$  приводит к изменению значения натяга  $\Delta$  (например, варианты 6 и 7: при  $K_1 = 3$   $\Delta = 0,029$ , а при  $K_1 = 2$   $\Delta = -0,285$  и варианты 7 и 8: при  $K_2 = -5$   $\Delta = -0,285$ , а при  $K_2 = -4$   $\Delta = 0,1635$ ). Среди всех вариантов выбираем тот, который имеет наименьший натяг и близкое к исходному значение эксцентриситета. В рассматриваемом примере это вариант 1:  $z_{н1} = 26$ ;  $z_{н2} = 92$ ;  $z_{c1} = 22$ ;  $z_{c2} = 40$ ;  $e = 14,121$ ;  $\Delta = 0,0178$ . Именно такой ЗЭП показан на рис. 1.

#### Вывод

ЗЭП – это новый, достаточно простой по конструкции механизм, применение которого позволит сделать более компактными приводы многих машин и удешевить их изготовление. В отличие от соосных планетарных передач эти зависимости записываются в форме системы уравнений, каждое из которых соответствует определенной паре сателлитов.

#### Библиографический список

1. *Полезная модель 63476 РФ МПК F16C 27/00.* Эксцентриковый подшипник качения / Г.Ю. Волков, Д.А. Курасов; опубл. 27.05.2007. Бюл. № 34.



УДК 621.757 (031)

А.Н. Журавлев, канд. техн. наук (ОАО "Волгабурмаш")

## Исследование влияния силового фактора на геометрическую точность резьботорцовых соединений при структурно упорядоченной сборке

Исследовано влияние силового фактора на геометрическую точность резьботорцовых соединений, что позволило разработать две стратегии структурно упорядоченной сборки – слепого и направленного поиска. На основе стратегии направленного поиска разработана математическая модель управления положением оси соединения, с помощью которой стало возможным выбирать конструктивные параметры соединений и технологические параметры процесса структурно упорядоченной сборки с учетом требуемых показателей точности изделия.

The investigation covers the influence of the powered factor on the geometrical accuracy of the thread and flange joints. That allowed to develop two strategies of structurally-ordered assembly of blind and directed search. The directed search strategy appeared as a base for development of the mathematical model of the joint axis position control which enabled the selection of design parameters of joints and technological parameters of the structurally-ordered assembly process.

**Ключевые слова:** структурно упорядоченная сборка; резьботорцовое соединение; соосность; силовой фактор; стратегия сборки.

**Keywords:** structurally-ordered assembly; thread and flange joint; coaxiality; powered factor; strategy of assembly.

Структурно упорядоченная сборка (СУС) резьботорцового (РТ) соединения, к примеру, бурового алмазного долота, включает два перехода: предварительное завинчивание резьбы до касания торцов и последующая затяжка торцов [1]. На обоих этапах сборки необходимо выдерживать требуемую соосность соединения.

Управление положением осей (соосностью) ответственных РТ-соединений осуществляют за счет упругопластической деформации, которую создают переменной силой затяжки резьбы относительно

но неподвижного положении ниппеля в сборочном приспособлении.

Предварительное завинчивание двух деталей посредством резьбы (первый переход) сопровождается значительными случайными отклонениями осей соединяемых деталей. Эти отклонения имеют тенденцию к уменьшению с ростом силы затяжки резьбы. Поэтому на данном этапе важно обосновать выбор такой минимальной силы затяжки, при котором флуктуации осевых отклонений становятся пренебрежительно малыми.

С этой целью был проведен анализ динамики перемещения оси детали (корпуса долота) в процессе завинчивания с использованием вычислительного эксперимента на базе динамического моделирования данного процесса в системе MATLAB (программа *Simulink*). В качестве математической модели, характеризующей динамику резьбовых и торцовых соединений с учетом случайных факторов, в соответствии с работами И.К. Рыльцева [2], Н.Н. Баутина и Е.А. Леонтовича [3] выбрана система дифференциальных уравнений

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= -k_1 y - x(x^2 + y^2 - 0,3) + \dot{\epsilon}(x), \\ \frac{dy}{dt} &= k_2 x - y(x^2 + y^2 - 0,3) + \dot{\epsilon}(y), \end{aligned} \quad (1)$$

где  $x, y$  – величины радиальных перемещений завинчиваемой детали вдоль координатных осей;

$\dot{\epsilon}(x), \dot{\epsilon}(y)$  – осевые составляющие скоростей случайных отклонений оси симметрии РТ-соединения в процессе предварительной затяжки резьбы;

$k_1, k_2$  – интенсивности изменения координат вдоль осей  $x$  и  $y$  соответственно.

Случайная составляющая  $\epsilon$  задана в виде последовательности ступенек, амплитуды которых распределены по нормальному закону с математическим ожиданием 0 и дисперсией 1. Интегрирование модели (1) по времени дает оценку смещения





оси симметрии. Одна из реализаций модели приведена на рис. 1 (см. 3-ю стр. обложки).

Динамика смещения оси симметрии представлена суммой двух процессов, протекающих с разными скоростями:

$$S_1 = f[M_{\text{кл}}^0; \varepsilon(x); \varepsilon(y)],$$

где  $\varepsilon(x)$ ,  $\varepsilon(y)$  – случайные отклонения осей симметрии РТ-соединения в процессе предварительной затяжки с моментом  $M_{\text{кл}}^0$  на ключе.

**Первый процесс** – быстрый, обусловленный периодическими случайными флуктуациями траектории перемещения оси с частотой не менее 1 Гц (на рис. 1 показан сплошной линией).

**Второй процесс** – аperiodический, средней скорости (на рис. 1 показан пунктиром), в результате которого постоянная составляющая траектории смещения оси симметрии уменьшается (по степенной зависимости), приближаясь к некоторому квазиустойчивому положению.

Проведенный численный анализ показал, что применительно к резьбовому соединению корпуса и ниппеля алмазных долот стабилизация постоянной составляющей траектории перемещения оси корпуса происходит при достижении момента на ключе  $M_{\text{кл}} \cong 10$  Н·м. Поэтому достижение данного момента было принято в качестве критерия окончания первого перехода – предварительной затяжки резьбового соединения. В производственных условиях для выполнения затяжки резьбы с заданным моментом используют динамометрический ключ КД 100-10.

Во время второго перехода – затягивания торцов – происходит увеличение силы затяжки резьбы относительного предварительно установленного на первом переходе значения, что приводит к уплотнению стыка и, соответственно, уменьшению объема  $V$  зазоров в торцовом соединении, при этом величину соосности определяют некоторой функцией  $S_2 = f(\Delta)$ . Поиск оптимального значения момента затяжки резьбы выполняют в пошаговом режиме. На каждом шаге поочередно выполняют ступенчатое приращение момента  $M_{\text{кл}}^1$ , измерение радиального смещения осей и оценку объема  $V$  зазора в торцовом соединении:

$$S_3 = f(M_{\text{кл}}^1; V_i), \quad (2)$$

где  $i$  – номер измерения радиального отклонения осей сопрягаемых деталей по периметру стыка с заданным интервалом.

При этом критерием оптимальности момента  $M_{\text{кл}}^1$  и условием завершения первой операции является достижение величиной  $S_3$  своего минимального значения.

Исследования показали, что увеличение крутящего момента в РТ-соединении до определенного значения приводит к постепенному уменьшению соосности соединяемых деталей, после чего этот показатель начинает расти. Следовательно, для поиска оптимального крутящего момента, соответствующего минимуму функции (2), при автоматизированной сборке можно применить известный в теории управления алгоритм экстремального регулирования.

При ручной сборке оптимальный крутящий момент  $M_{\text{кл}}$  на динамометрическом ключе при затяжке резьбы определяют путем пошагового увеличения его до тех пор, пока значение радиального отклонения сопрягаемых деталей на достигнутом шаге  $j$  не превысит значение, полученное на предыдущем шаге  $j - 1$ , т.е. при условиях

$$\begin{aligned} (\max S_i)_j &> (\max S_i)_{j-1}; \\ (M_{\text{кл}})_j &> (M_{\text{кл}})_{j-1}, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $j$  – номер шага затяжки РТ-соединения.

После выявления минимума на эмпирической зависимости соосности от момента затяжки выполняют ослабление резьбы, затем следует окончательная затяжка с найденным оптимальным крутящим моментом  $\text{opt}M_{\text{кл}} = (M_{\text{кл}})_{j-1}$ . Качество окончательной сборки РТ-соединения оценивают по измеренному значению радиального отклонения сопрягаемых деталей.

Такой алгоритм, когда значение  $\text{opt}M_{\text{кл}}$  и номер шага  $j$ , при котором оно достигается, заранее не известны, соответствует стратегии слепого поиска упорядоченной сборки РТ-соединения. На основе стратегии слепого поиска была разработана и внедрена в производство методика сборки РТ-соединений буровых алмазных долот, в которой соосность соединяемых деталей косвенно оценивалась по показаниям их радиального отклонения (биеция) с помощью специальной измерительной установки. Пример численных значений параметров сборки РТ-соединения, выполненной согласно описанной стратегии, приведен в табл. 1.



### 1. Иллюстрация поиска оптимального момента затяжки РТ-соединения по стратегии слепого поиска

Момент затяжки на ключе, Н·м	Объем торцового зазора, мм <sup>3</sup>	Радиальное биение, мм
10	210	0,9
20	189	0,7
30	135	0,5
<b>40</b>	<b>110</b>	<b>0,5</b>
50	89	0,75

Примечание. Полу жирным шрифтом выделены оптимальные параметры.

Достоинством описанного способа является адаптивность методики к индивидуальным особенностям соединения. При этом в общем случае необходимо учитывать погрешность в поиске оптимального момента затяжки, возникающую при реверсировании траектории подвижной детали вследствие остаточных деформаций витков резьбы при выполнении условия (3). Однако эксперименты показали, что при сборке алмазных долот величина возникающей погрешности не превышает погрешности измерения момента на динамометрическом ключе, т.е. незначительна.

Наряду с эмпирическим поиском оптимальных параметров сборки РТ-соединений была также рассмотрена перспективная стратегия направленного поиска (прогнозирование) рационального положения сопрягаемых деталей, основанная на применении расчетной модели, связывающей показатель соосности с геометрическими и механическими характеристиками соединения, а также углом поворота резьбы, после касания торцов.

Качество окончательной затяжки РТ-соединения (второй переход) определяют соосностью  $S_4 = f(\rho, \theta)$ , которую можно определить по значению отклонения  $\rho$  оси корпуса относительно оси ниппеля при повороте корпуса на угол  $\theta$ . Упорядоченная технология на данном переходе заключается в определении оптимального угла поворота корпуса в резьбовом соединении, при котором смещение оси будет минимальным. Для этого была разработана математическая модель, описывающая траекторию осей РТ-соединений (4), в которой учитываются механические и геометрические характеристи-

ки резьбового и торцового соединений, а также силовые параметры сборки:

$$\rho = \left\{ 1 - \left[ \frac{-C_p C_T}{C_p + C_T} + \sqrt{\left(\frac{P}{R}\right)^2 + \left(\frac{P \sin 30}{2r}\right)^2} \right] \frac{V}{J} \right\}^{-1/2} e^{-2\theta}, \quad (4)$$

где  $\rho$  – радиус вектора смещения оси (соосность соединения), мм;

$\theta$  – полярный угол поворота подвижной детали в резьбовом соединении, град;

$C_p, C_T$  – жесткости соответственно резьбового и торцового соединений, Н/мм;

$P$  – окружная сила затяжки РТ-соединения, Н;

$J$  – момент инерции подвижной сборочной компоненты, Н·мм<sup>2</sup>;

$R$  – радиус торцевой поверхности контакта, мм;

$r$  – шаг резьбы, мм;

$V$  – объем зазора в торцовом сопряжении, мм<sup>3</sup>.

Аналитическое решение выражения (4) позволило при известных начальных и граничных условиях определить рациональный угол момента затяжки резьбы, обеспечивающий минимальное значение отклонения от соосности сопрягаемых деталей. На рис. 2 (см. 3-ю стр. обложки) проиллюстрирован результат численного однофакторного моделирования траекторий осей РТ одного из соединений, выполненный с использованием программы MathCAD.

Результаты расчета представлены в табл. 2, где полу жирным шрифтом выделен найденный оптимальный угол  $\theta_{\text{opt}} = 154,5$  град., соответствующий минимальному отклонению от соосности корпуса и ниппеля.

Теоретические исследования показали, что величина угла  $\theta_{\text{opt}}$  сохраняется постоянной для широкого диапазона начальных и граничных условий.

Результаты численного эксперимента показали, что технология структурно упорядоченной сборки РТ-соединения позволяет уменьшить отклонение  $\rho$  от соосности более чем в шесть раз по сравнению с традиционной неупорядоченной сборкой. Установлено, что критерием устойчивости (стремления к минимуму) траектории осей симметрии является отрицательный знак выражения в квадратных скобках модели (4), в противном случае траектории становятся неустойчивыми. Данный критерий можно использовать для выбора численных значе-



## 2. Расчетные данные величины соосности осей РТ-соединения $\rho$ , мм

Угол $\theta$ , град.	Соосность при исходных параметрах $\rho$ , мм	Переменные параметры							
		Шаг резьбы $r$ , мм		Радиус торцевой поверхности контакта $R$ , мм		Сила затяжки резьбы $P$ , Н		Объем зазора в торцовом соединении $V$ , мм <sup>3</sup>	
		2,5	1,5	40	30	100	50	130	110
51,5	0,482	0,482	0,483	0,483	0,515	0,482	0,481	0,466	0,497
103	0,804	0,803	0,804	0,804	0,827	0,804	0,803	0,791	0,815
<b>154,5</b>	<b>0,142</b>	<b>0,142</b>	<b>0,142</b>	<b>0,142</b>	<b>0,154</b>	<b>0,142</b>	<b>0,141</b>	<b>0,136</b>	<b>0,147</b>
205	0,331	0,331	0,332	0,332	0,358	0,332	0,33	0,319	0,343
256,5	0,653	0,652	0,654	0,654	0,685	0,653	0,652	0,636	0,668
307	0,904	0,904	0,904	0,904	0,918	0,904	0,903	0,896	0,91
358,5	0,219	0,219	0,219	0,219	0,238	0,219	0,218	0,21	0,227
51,5	0,482	0,482	0,483	0,483	0,515	0,482	0,481	0,466	0,497

ний механических и геометрических параметров РТ-соединений в целях обеспечения их управляемости при выполнении РТ-операции.

Для реализации СУС методом направленного поиска оптимального положения оси РТ-соединения спроектировано сборочное приспособление (рис. 3, см. 3-ю стр. обложки). Необходимый угол поворота  $\theta$  РТ-соединения в специальном приспособлении контролируют по тарированной измерительной шкале 10. Для ориентации вектора деформаций в конструкции применены два хомута 3 и 6.

Специальный ключ зафиксирован на корпусе алмазного долота с помощью резьбового соединения 8 таким образом, чтобы положение ручки ключа совпадало с началом отсчета на шкале 10. Этим ключом осуществляют поворот корпуса долота на расчетный угол  $\theta$ .

**В результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы.**

1. Исследованы закономерности влияния на геометрическую точность сборки РТ-соединений буровых алмазных долот силового фактора, что позволило разработать две стратегии структурно упорядоченной сборки – слепого и направленного поиска.

2. На основе стратегии направленного поиска разработана математическая модель управления

положением оси соединения, с помощью которой стало возможным выбирать конструктивные параметры соединений и технологические параметры процесса СУС с учетом требуемых показателей точности изделий.

Тематика работы входит в состав научно-исследовательских работ, проводимых в рамках тематического плана Самарского государственного технического университета по заданию Федерального агентства по образованию на 2006–2009 гг. по теме "Разработка теоретических основ структурно упорядоченной сборки тяжело нагруженных изделий машиностроения", номер государственной регистрации НИР 01.2.006 06882.

### Библиографический список

1. Журавлев А.Н., Борисов М.А. Структурно упорядоченная сборка под сварку резьбовых соединений алмазных буровых долот // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2007. № 7. С. 18–23.
2. Рыльцев И.К. Повышение качества сборки машин на основе раскрытия взаимосвязи процессов их сборки и эксплуатации: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2001. 44 с.
3. Баутин Н.Н., Леонтович Е.А. Методы и приемы качественного исследования динамических систем на плоскости. М.: Наука, 1990. 488 с.

М.Г. Кристаль, канд. техн. наук, И.А. Чувилин  
(Волгоградский государственный технический университет)

## Модель динамики ротационной сборки цилиндрических деталей

Предложена модель динамики ротационной сборки цилиндрических соединений. Определены условия, гарантирующие сборку под действием гироскопического момента при вращении деталей вокруг вертикальной оси. Приведены теоретические расчеты времени выполнения сборочного процесса и их экспериментальное подтверждение.

The dynamic model of cylindrical connections rotational assembly is offered. The conditions guaranteeing assembly under the action of the gyroscopic moment, arising are defined at rotation of the assembly parts complete around a vertical axis. Assembly time is theoretically calculated and experimentally confirmed.

**Ключевые слова:** ротационная сборка, цилиндрическая деталь, динамика.

**Keywords:** rotary assembly, cylinder, dynamics.

При автоматической сборке сопрягаемые цилиндрические детали на сборочной позиции располагаются под некоторым углом друг к другу. Это вызвано либо погрешностью их взаимного расположения, либо, при использовании эффекта наклона осей сопрягаемых деталей, служит для компенсации этой погрешности. Придерживаясь принципа свободного взаимодействия деталей на сборочной позиции, следует создать некоторые дополнительные условия, обеспечивающие совмещение сопрягаемых поверхностей.

Поскольку охватываемая деталь (валик) расположена наклонно в поле сил тяжести, то ее потенциальная энергия не является максимальной. Для ее подъема и поворота вокруг некоторой оси требуется дополнительная энергия.

Предположим, что валик является абсолютно твердым телом и расположен под углом к отверстию охватываемой детали, при этом торцы деталей контактируют между собой по трем точкам.

Заменим трехточечный контакт одноточечным в т.  $O$  пересечения осей сопрягаемых поверхностей, и примем допущение, что сила тяжести детали и ее момент относительно т.  $O$  компенсируются реакцией и некоторым моментом  $M_{тр}$  сил трения в этой точке.

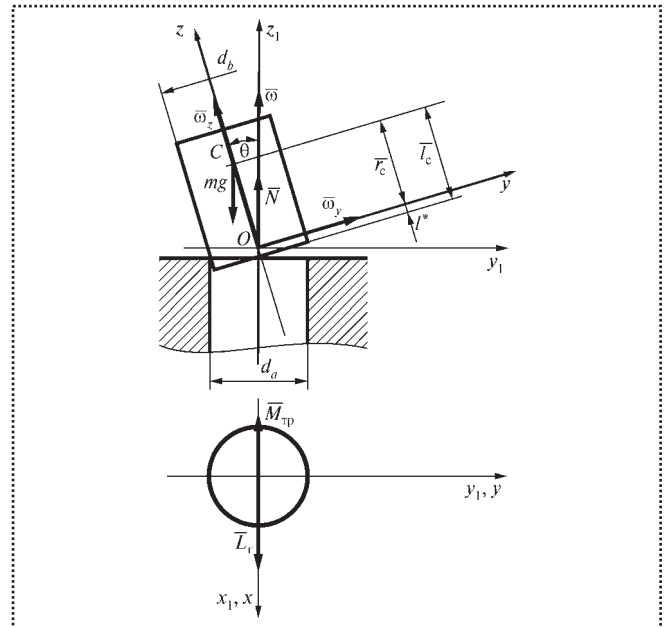


Рис. 1. Относительное расположение сопрягаемых деталей в подвижной  $Ox_1y_1z_1$  и неподвижной  $Oxyz$  системах координат:

$\bar{N}$  – обобщенная реакция псевдоопоры в т.  $O$ ;  $\theta$  – угол нутации валика;  $\bar{\omega}$  – вектор угловой скорости валика;  $\bar{\omega}_y, \bar{\omega}_z$  – проекции  $\bar{\omega}$  на оси координат;  $\bar{L}_r$  – гироскопический момент;  $l_c$  – расстояние от центра масс валика до его торца

Введем неподвижную  $Ox_1y_1z_1$  и подвижную  $Oxyz$  системы координат с центрами в т.  $O$  таким образом, чтобы ось  $Oz_1$  совпадала с осью охватываемой поверхности (втулки), а ось  $Oz$  – с осью наклонного валика (рис. 1). Таким образом, к твердому телу, имеющему одну неподвижную точку, будет приложена только одна активная сила – сила тяжести

$$\bar{P} = mg,$$

где  $m$  – масса валика;

$g$  – ускорение свободного падения.

Центр тяжести тела обозначим  $C$  (см. рис. 1) с координатами  $x_c, y_c, z_c$  в подвижной системе координат. Тогда радиус-вектор т.  $C$  равен

$$\bar{r}_c = x_c \bar{i} + y_c \bar{j} + z_c \bar{k},$$

где  $\bar{i}, \bar{j}, \bar{k}$  – единичные векторы подвижных осей координат.



Представим силу  $\bar{P}$  разложенной в проекциях по неподвижным осям координат:  $P_{x_1} \equiv 0$ ;  $P_{y_1} \equiv 0$ ;  $P_{z_1} = -mg$ . Здесь ось  $Oz_1$  направлена вертикально вверх. Тогда

$$\bar{P} = -mg\bar{z}_1^0,$$

где  $\bar{z}_1^0$  — единичный вектор на неподвижной оси  $Oz_1$ , а знак минус отражает направление силы  $\bar{P}$  тяжести (вертикально вниз). Тогда проекции силы  $\bar{P}$  на подвижные оси системы координат  $Oxyz$  с учетом значений направляющих косинусов, используемых в кинематических уравнениях Эйлера, будут иметь вид

$$\bar{P}_x = -mg\gamma_1; \bar{P}_y = -mg\gamma_2; \bar{P}_z = -mg\gamma_3,$$

где  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$  — направляющие косинусы в кинематических уравнениях Эйлера:

$$\gamma_1 = \sin\theta \sin\varphi; \gamma_2 = \sin\theta \cos\varphi; \gamma_3 = \cos\theta;$$

$\varphi$  — угол собственного вращения валика.

Момент  $\bar{M}_O(\bar{P})$  силы  $\bar{P}$  относительно неподвижной т.  $O$  равен

$$\bar{M}_O(\bar{P}) = \bar{r}_C \bar{P} = -mg \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ x_C & y_C & z_C \\ \gamma_1 & \gamma_2 & \gamma_3 \end{vmatrix}.$$

Подведение дополнительной энергии к данной механической системе можно осуществить за счет придания валику вращательного движения с угловой скоростью  $\omega$ , вектор которой направлен вдоль оси  $Oz_1$ .

Тогда динамические уравнения Эйлера движения тела вокруг неподвижной точки в проекциях на подвижные оси под действием только силы собственной тяжести имеют вид [1]

$$\begin{aligned} J_x \frac{d\omega_x}{dt} + (J_z - J_y)\omega_y\omega_z &= mg(z_C\gamma_2 - y_C\gamma_3); \\ J_y \frac{d\omega_y}{dt} + (J_x - J_z)\omega_z\omega_x &= mg(x_C\gamma_3 - z_C\gamma_1); \\ J_z \frac{d\omega_z}{dt} + (J_y - J_x)\omega_x\omega_y &= mg(y_C\gamma_1 - x_C\gamma_2), \end{aligned} \quad (1)$$

где  $J_x, J_y, J_z$  и  $\omega_x, \omega_y, \omega_z$  — моменты инерции валика относительно осей подвижной системы координат

и проекции угловой скорости  $\bar{\omega}$  на эти оси соответственно.

Для решения динамических уравнений Эйлера (1), содержащих шесть неизвестных функций времени  $\omega_x, \omega_y, \omega_z, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ , используем уравнения Пуассона:

$$\begin{aligned} \frac{d\gamma_1}{dt} &= \omega_z\gamma_2 - \omega_y\gamma_3; \quad \frac{d\gamma_2}{dt} = \omega_x\gamma_3 - \omega_z\gamma_1; \\ \frac{d\gamma_3}{dt} &= \omega_y\gamma_1 - \omega_x\gamma_2, \end{aligned}$$

где  $t$  — время.

В рассматриваемом случае сила тяжести валика уравновешивается реакцией опоры и моментом  $M_{тр}$  сил трения в неподвижной опорной т.  $O$  и в каждый конкретный момент времени никакие другие силы не действуют на тело, что удовлетворяет случаю Лагранжа [3], когда

$$J_x = J_y; x_C = y_C = 0; z_C \neq 0.$$

Тогда в соответствии с [3] возникающий гироскопический момент  $\bar{L}_r$ , действующий перпендикулярно плоскости (рис. 1), в которой лежат векторы  $\bar{\omega}$  и  $\bar{\omega}_z$ , будет равен

$$\bar{L}_r = J_x \omega_z \omega \sin\theta \left( 1 + \frac{J_x - J_z}{J_x} \frac{\omega}{\omega_z} \cos\theta \right).$$

Так как

$$\omega_z = \omega \cos\theta,$$

то

$$\bar{L}_r = J_x \omega^2 \cos\theta \sin\theta \left( 1 + \frac{J_x - J_z}{J_x} \right).$$

Согласно [3] движение гироскопа является устойчивым при собственном вращении его вокруг большей или малой осей эллипсоида инерции, а вращение вокруг средней оси этого эллипсоида неустойчиво. Поэтому, если начальный угол  $\theta_0$  нутации (он же начальный угол относительного расположения осей сопрягаемых поверхностей) будет меньше угла  $\theta_{кр}^*$  между средней и большой осью эллипсоида инерции, то при достижении некоторого значения угловой скорости  $\omega = \omega_{кр}$  охватываемая деталь начнет поворот (в соответствии с правилом Жуковского) до совмещения осей сопрягаемых деталей.

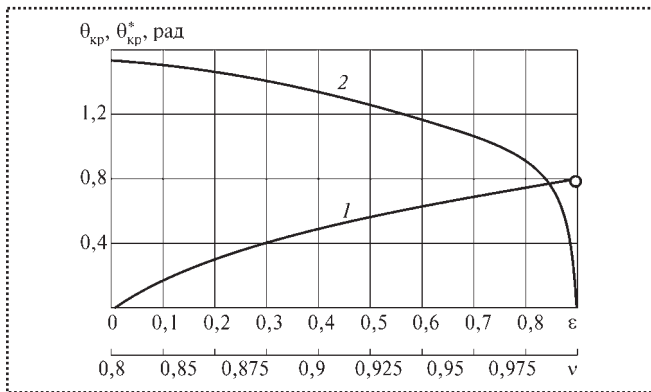


Рис. 2. Зависимости величины предельных начальных углов  $\theta_{кр}^*(\epsilon)$  и  $\theta_{кр}(v)$  наклона осей сопрягаемых поверхностей:

$$1 - \theta_{кр}^*(\epsilon) \leq \arctg \left( \epsilon \sqrt{\frac{3\epsilon^{-1} - \epsilon - 2}{2 + \epsilon^{-1} - 3\epsilon}} \right);$$

$$2 - \theta_{кр}(v) = \arccos[v / (\sqrt{1 - v^2} + 1)]$$

Угол  $\theta_{кр}^*$  определяют (рис. 2):

$$\theta_{кр}^*(\epsilon) \leq \arctg \left( \epsilon \sqrt{\frac{3\epsilon^{-1} - \epsilon - 2}{2 + \epsilon^{-1} - 3\epsilon}} \right),$$

где  $\epsilon = \sqrt{\frac{J_x}{J_z}}$ ;

$J_x$  – экваториальный момент инерции валика относительно приведенной точки вращения;

$J_z$  – главный момент инерции валика относительно оси собственного вращения.

С другой стороны, угол  $\theta_{кр}$  ограничен условием относительного расположения сопрягаемых поверхностей под углом между осями. Его величину определяют:

$$\theta_{кр}(v) = \arccos[v / (\sqrt{1 - v^2} + 1)],$$

где  $v = d_b^{\max} / d_a^{\min}$ ;

$d_b^{\max}$  – наибольший диаметр охватываемой поверхности;

$d_a^{\min}$  – наименьший диаметр охватывающей поверхности.

Движение, описанное выше, начинается после того, как величина гироскопического момента превысит величину момента сил трения:

$$J_x \omega^2 \cos \theta \sin \theta \left( 1 + \frac{J_x - J_z}{J_x} \right) (1 - f) \geq mgf |\bar{r}_C| \cos \theta,$$

где  $f$  – коэффициент трения скольжения материала сопрягаемых деталей.

Из выражения

$$J_x \omega^2 \cos \theta \sin \theta \left( 1 + \frac{J_x - J_z}{J_x} \right) (1 - f^*) = mgf^* |\bar{r}_C| \cos \theta$$

определяют величину критической угловой скорости

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{mgf^* |\bar{r}_C|}{(2J_x - J_z)(1 - f^*) \sin \theta_0}},$$

где  $\theta_0 < \theta_{кр}$  – допустимый угол наклона осей сопрягаемых деталей, который выбирают меньшим из  $\theta_{кр}^*$  и  $\theta_{кр}$ ;

$f^*$  – приведенный коэффициент трения:  $f^* = f_0 / [\lambda(\theta)]$ ;

$f_0$  – коэффициент трения покоя;

$\lambda(\theta) = a \exp(-b/\theta)$  – поправочная функция, определяемая из сравнения теоретических и экспериментальных результатов и компенсирующая принятые допущения ( $a = 0,3192$ ;  $b = 0,03574$  рад);

$a$  и  $b$  – коэффициенты поправочной функции.

До момента времени  $t_1$  достижения системой скорости  $\omega_{кр}$ , относительного движения деталей не происходит, так как гироскопический момент  $\bar{L}_r$  уравновешивается моментом сил трения, и уравнение движения на этом этапе имеет вид

$$\omega_{кр} = \omega^{\max} [1 - \exp(-t/\tau)],$$

где  $\tau$  – постоянная времени разгона. Она определяется инерционными свойствами рабочего ротора установки и характеристиками турбинного привода, и в каждом конкретном случае определяется индивидуально, а проще всего – экспериментально, путем математической обработки кривой разгона ротора;

$\omega^{\max}$  – максимальная скорость вращения ротора сборочного устройства.

Отсюда величину  $t_1$  можно вычислить как

$$\tau_1 = \tau \ln \left( 1 - \frac{\omega_{кр}}{\omega^{\max}} \right).$$

Тогда на втором этапе дифференциальное уравнение поворотного движения в условиях трехточечного контакта торцов сопрягаемых деталей при  $t \in [t_1, t_2]$ , будет иметь вид

$$J_x \ddot{\theta} + J_x \omega^2 \sin \theta \left( 1 + \frac{J_x - J_z}{J_x} \right) (1 - f) + 2\delta \dot{\theta} - Nf |\bar{r}_C| = 0,$$

где  $\omega = \omega^{\max} [1 - \exp(-(t - t_1)/\tau)]$ ;

$J_x = J_x^0 + mr_c^2$  – момент инерции охватываемой детали относительно оси  $Ox$ ;

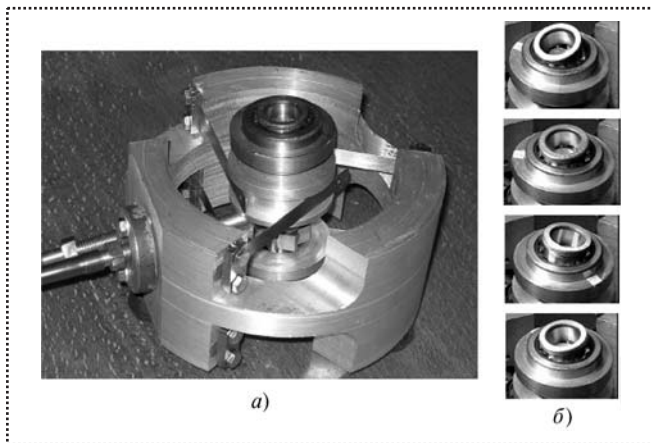


Рис. 3. Экспериментальная установка для ротационной сборки: а – общий вид; б – кинограмма сборочного процесса

$J_x^0$  – центральный момент инерции относительно той же оси;

$\delta$  – коэффициент демпфирования системы, определяемый из эксперимента;

$f$  – коэффициент трения скольжения;

$\bar{r}_c = l_c - l^*$ ;

$$l^* = \frac{d_a^{\min} - d_b^{\max} \cos \theta}{2 \sin \theta}.$$

При достижении двухточечного контакта полученные выражения сохраняют свой вид. Вычисление заканчивается к моменту времени  $t_2$ , при достижении углом  $\theta$  значений, близких к

$$\theta = \arctg[(d_a^{\min} - d_b^{\max})/l_c].$$

Полученная модель позволяет определить время  $t_c$  протекания процесса ротационной сборки цилиндрических деталей как сумму:

$$t_c = t_1 + t_2.$$

Проверка адекватности предложенных расчетов выполнена на экспериментальной установке (рис. 3) для ротационной сборки цилиндрических роликовых подшипников [2] при помощи скоростной видеосъемки камерой VS-FAST.

На рис. 4 представлена зависимость величины критической скорости  $\omega_{кр}$  от величины начального угла  $\theta_0$  пересечения осей сопрягаемых поверхностей, а на рис. 5 – теоретические и экспериментальные законы  $\theta(t)$  изменения угла  $\theta$  в процессе ротационной сборки.

*Экспериментально было установлено:*

- с увеличением начального угла наклона осей сопрягаемых поверхностей время поворота охватываемой детали до совмещения осей сопрягаемых

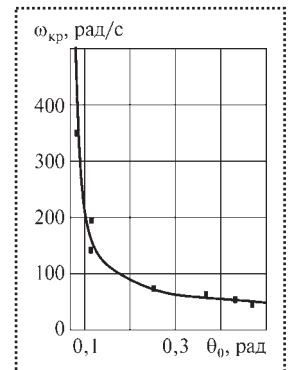


Рис. 4. Влияние начального угла  $\theta_0$  пересечения осей сопрягаемых деталей на величину критической угловой скорости  $\omega_{кр}$  вращения ротора сборочного устройства

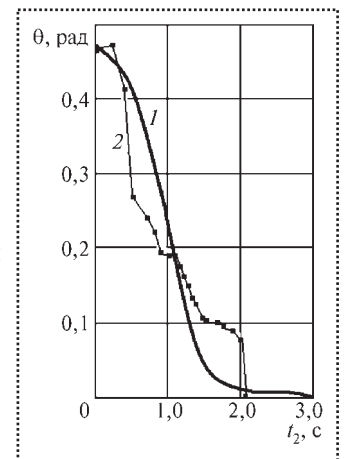


Рис. 5. Законы  $\theta(t)$  изменения угла между осями сопрягаемых поверхностей при зазоре в соединении  $s = d_a - d_b = 0,01$  мм;  $d_b = 27$  мм: 1 – теоретический; 2 – экспериментальный;  $s$  – зазор в соединении

поверхностей уменьшается, но одновременно увеличивается время разгона до критической скорости, при которой начинается процесс совмещения осей, однако суммарное время сборки практически остается неизменным;

- при начальных углах наклона валика, меньших  $\theta_{кр}^*$ , обеспечивалось гарантированное сопряжение деталей.

Таким образом, теоретически определены и экспериментально обоснованы условия и время выполнения ротационной автоматической сборки цилиндрических соединений с зазором.

#### Библиографический список

1. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики: В 2-х т., Т. II. Динамика. Изд. 6-е перераб. и доп. М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1983. 640 с.
2. Патент РФ № 2239735, МКИ 7 F 16 C 43/06. Устройство для сборки радиальных роликовых подшипников / М.Г. Кристалль, Е.В. Стегачев, А.В. Широкий. Опубл. БИ № 31, 10.11.2004.
3. Добронравов В.В. и др. Курс теоретической механики. Изд. 3-е, перераб. Учебник для вузов. М.: Высш. школа, 1974. 528 с.

УДК 621.88.087

О.В. Золотарева, канд. техн. наук (Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева)

## Предельные режимы работы трубчатого устройства самоориентации деталей

Рассмотрены виды трубчатых устройств для ориентации деталей. Приведен расчет предельных режимов работы трубчатого устройства с вращающимся бункером, при которых обеспечена надежная самоориентация.

Substantiation of utmost permissible operating conditions for tubular device with the rotating bunker is given. Operating conditions for device guarantees a high degree of self-orientation of parts.

**Ключевые слова:** сборка, самоориентация деталей, бункер.

**Keywords:** assembly, detail self-alignment, feeding box.

Среди большого разнообразия средств пассивного ориентирования деталей значительную часть занимают трубчатые устройства, которые предназначены для ориентации деталей и заготовок, представляющих собой тела вращения. Трубчатые устройства можно классифицировать по виду движения исполнительных органов: возвратно-поступательному, вращательному, комбинированному.

Известны трубчатые механизмы ориентации с возвратно-поступательным движением трубки 1 или бункера 2 (рис. 1, а, б) [1]. В этих устройствах детали западают в трубку при незначительном несовпадении их осей. Конец трубки срезан под углом, что позволяет западать деталям не только сверху, но и под углом (в наклонный срез). Механизмы отличаются простотой конструкции, легкостью переналадки, надежностью ориентации. Недостаток этих механизмов состоит в том, что при большом числе ходов (80 дв. ход./мин) конец ориен-

тирующей трубки ударяет о детали, что может вызвать их повреждение.

Более надежным и производительным является механизм ориентации с разрезной трубкой (см. рис. 1, в) [1]. Полутрубки 1 и 2 совершают возвратно-поступательное движение в противоположных направлениях, вследствие чего детали западают в отверстие, образованное полутрубками, и перемещаются вниз, к позиции выдачи. Возвратно-поступательное движение полутрубок вверх осуществляется кулачковыми механизмами 3 и 4, а вниз — под действием собственного веса.

Производительность трубчатых механизмов ориентации с возвратно-поступательным движением трубки или бункера и с разрезной трубкой составляет 80...100 шт./мин.

Схема трубчатого загрузочного устройства с вращающимся бункером и ориентирующей трубкой [2] показана на рис. 2, а. Засыпанные во вращающийся бункер 2 детали 1 под действием центробежной силы перемещаются к стенкам бункера, освобождая вход в приемную трубку. Сбрасыватель 3, уста-

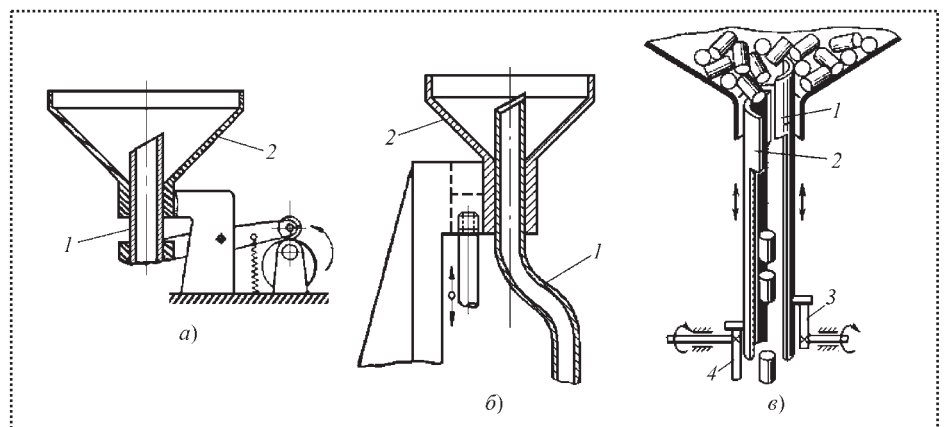
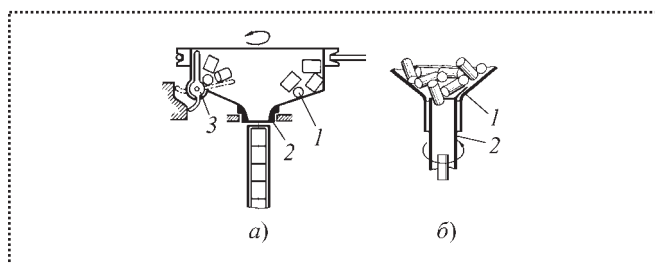


Рис. 1. Трубчатые ориентирующие устройства с возвратно-поступательным движением исполнительных органов:

а — с возвратно-поступательно движущейся трубкой и неподвижным бункером; б — с возвратно-поступательно движущимся бункером и неподвижной трубкой; в — с разрезной трубкой





**Рис. 2. Трубчатые ориентирующие устройства с вращательным движением исполнительных органов:**

*a* – с вращающимся бункером и неподвижной ориентирующей трубкой; *б* – с вращающейся ориентирующей трубкой и неподвижным бункером

новленный внутри бункера, совершает периодические движения к центру и отделяет при этом часть движущихся деталей от общего потока.

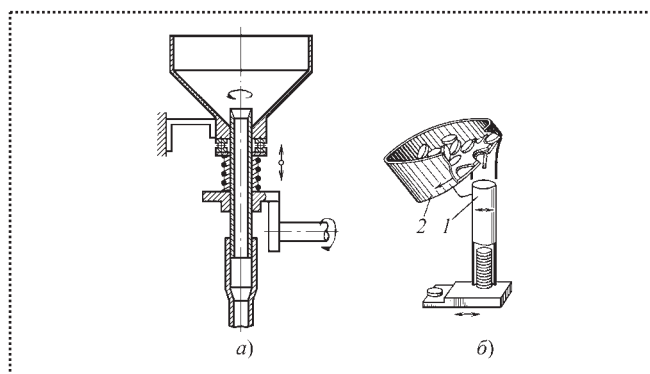
Попав в центр бункера, эти детали теряют скорость и западают в приемную трубку, где накапливаются столбиком, а нижняя деталь механизмом поштучной выдачи подается на позицию технологического оборудования или транспортного устройства. Детали, не запавшие в трубку, под действием центробежной силы снова перемещаются к стенкам бункера. Устройство обладает простотой конструкции, точностью ориентации, высокой производительностью.

Схема загрузочного устройства с вращающейся ориентирующей трубкой и неподвижным бункером [2] показана на рис. 2, *б*. При вращательном движении трубки 2 происходит разрушение свода деталей и западание их в трубку. На производительность этого типа устройств существенное влияние оказывает форма ворошителей. На рис. 2, *б* приведена схема устройства с ворошителем 1 в виде пластины.

Производительность трубчатых механизмов ориентации с вращающимся бункером или трубкой составляет 120...150 шт./мин.

Существуют трубчатые механизмы ориентирования с **комбинированным движением** исполнительных органов [2], схемы которых показаны на рис. 3. Если трубке кроме возвратно-поступательного придать еще и вращательное движение (см. рис. 3, *а*), то вероятность западания деталей в трубку значительно увеличится, а также повысится производительность устройства по сравнению с рассмотренными выше трубчатыми механизмами ориентирования до 180 шт./мин.

На рис. 3, *б* представлен механизм для ориентирования тонких кругов, шайб и т.п. [2]. Поштучная выборка и передача заготовок в вибрирующую



**Рис. 3. Трубчатые ориентирующие устройства с комбинированным движением исполнительных органов:**

*a* – с вращающейся и возвратно-поступательно движущейся трубкой; *б* – с вибрирующей трубкой

трубку 1 производится дисковым бункерно-ориентирующим устройством 2. Вибрирующая трубка способствует лучшему развороту и укладке шайб в ориентированном положении. Производительность этого механизма составляет 60 шт./мин. Так же, как и другие трубчатые устройства, рассмотренные механизмы отличаются простотой конструкции, переналадки и надежностью ориентации.

Из всех описанных трубчатых устройств наиболее предпочтительным для рассмотрения является устройство ориентации деталей с непрерывно вращающимся бункером (см. рис. 2, *а*). Оно обладает рядом преимуществ: предельной простотой конструкции, высокой точностью ориентации деталей, наиболее высоким коэффициентом вероятности их выдачи и, как следствие, самой высокой производительностью (до 150 шт./мин).

В процессе ориентации отсутствует повреждение поверхностей деталей, кроме того, устройство удобно в работе: простота загрузки и выгрузки деталей, возможность переналадки на различные типоразмеры изделий. Устройство предназначено для ориентации относительно малых деталей массой до 100 г, представляющих собой тела вращения и имеющих плоскость симметрии, перпендикулярную оси: детали типа стержней, валиков, осей и штифтов, как гладкие (рис. 4, *а, б*), так и ступенчатые (см. рис. 4, *в, г*) и со сквозными и глухими отверстиями (см. рис. 4, *д, е*), с соотношением габаритных размеров

$$d < L \leq 1,5d, \quad (1)$$

где  $d$  – диаметр детали;

$L$  – ее длина.

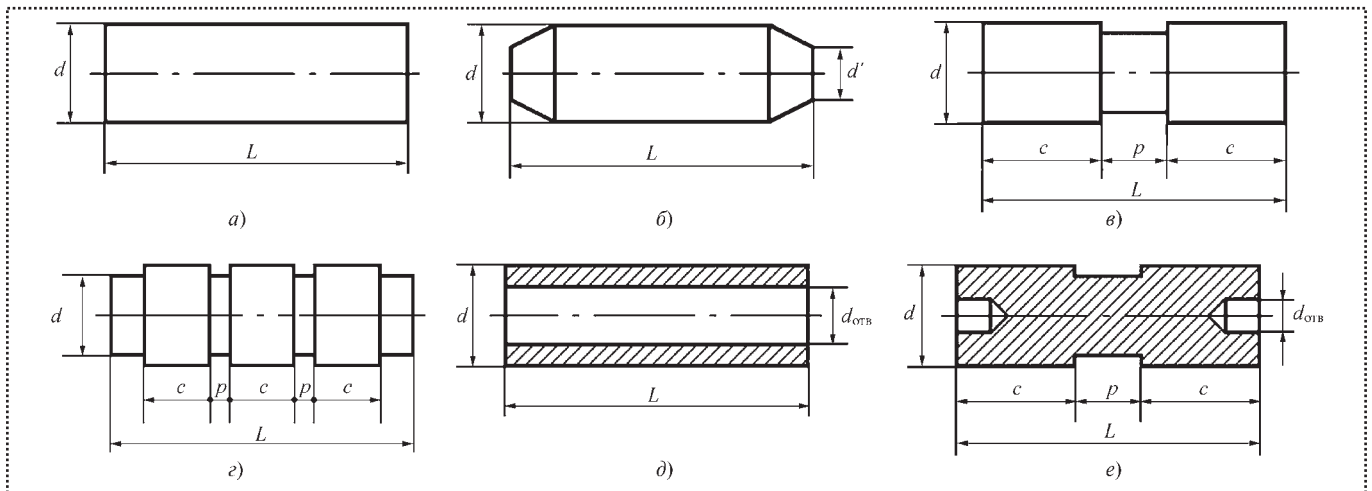


Рис. 4. Детали, подвергаемые ориентации при помощи трубчатого устройства с вращающимся бункером:  
 а, б – гладкие детали; в, г – ступенчатые детали; д, е – детали, имеющие сквозные и глухие отверстия

Сцепление деталей между собой в бункере не допускается, поэтому ширина  $p$  кольцевого паза не должна превышать наименьшего габаритного размера детали (см. рис. 4):

$$p < d, \quad (2)$$

$$p < d', \quad (3)$$

где  $d'$  – диаметр конической части детали;

$$p < c, \quad (4)$$

где  $c$  – длина ступени.

Не годятся для автоматического ориентирования при помощи трубчатого устройства с вращающимся бункером детали с несимметрично расположен-

женными элементами малых размеров: фасками, резьбой, скруглениями, отверстиями (рис. 5).

Определим необходимые условия обеспечения предельных режимов работы трубчатого устройства с вращающимся бункером и надежного перемещения детали к стенкам бункера по принципу Даламбера [3]:

$$\Sigma \bar{F}_j^e + \Sigma \bar{F}_j^i + \Sigma \bar{F}_j^{\text{ин}} = 0, \quad (5)$$

где  $\Sigma \bar{F}_j^e$ ,  $\Sigma \bar{F}_j^i$ ,  $\Sigma \bar{F}_j^{\text{ин}}$  – главные векторы внешних сил, реакций связей и сил инерций соответственно;

$j$  – количество сил;

$i$  – количество связей.

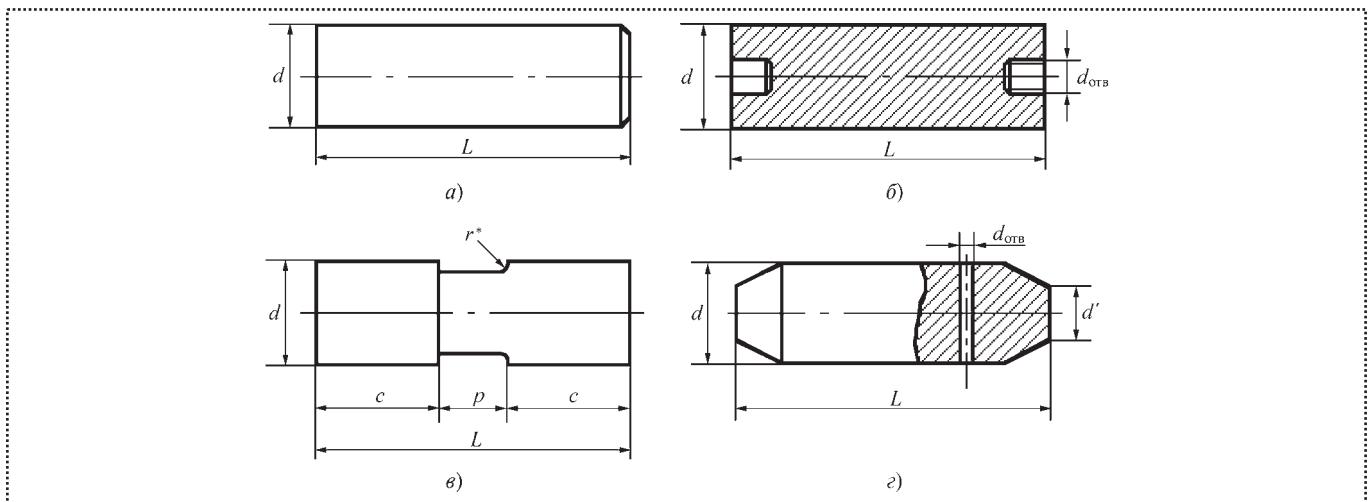


Рис. 5. Детали, имеющие несимметрично расположенные элементы малых размеров и не поддающиеся самоориентации при помощи трубчатого устройства с вращающимся бункером:

а – с фаской; б – с резьбой; в – со скруглениями; г – с отверстием

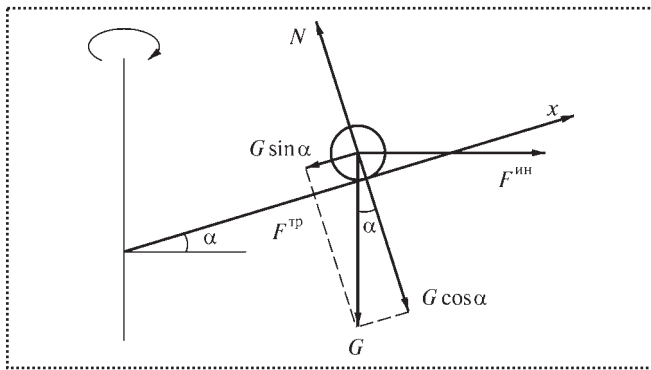


Рис. 6. Силы, действующие на деталь при ее перемещении к стенкам вращающегося бункера

На деталь действуют силы  $G$  тяжести, трения  $F^{\text{TP}}$ , центробежная сила инерции  $F^{\text{ин}}$  (рис. 6). Запишем уравнение в проекциях на ось  $x$ :

$$-G \sin \alpha - F^{\text{TP}} + F^{\text{ин}} \cos \alpha = 0. \quad (6)$$

$$F^{\text{TP}} = fN = fG \cos \alpha, \quad (7)$$

где  $\alpha$  – угол наклона вращающегося бункера;  
 $f$  – динамический коэффициент трения;  
 $N$  – сила реакции опоры.

Пусть  $R$  – радиус бункера,  $r$  – радиус ориентированной детали. Когда деталь окажется на расстоянии  $R - r$  от центра вращения, т.е. у стенки бункера [4]

$$F^{\text{ин}} = m w_n = m \omega^2 (R - r), \quad (8)$$

где  $m$  – масса детали;

$w_n$  – ее нормальное ускорение;

$\omega$  – угловая скорость вращения бункера, тогда уравнение (5) примет вид

$$-G \sin \alpha - fG \cos \alpha + m \omega^2 (R - r) \cos \alpha = 0,$$

или

$$-G \sin \alpha - fG \cos \alpha + \frac{G}{g} \omega^2 (R - r) \cos \alpha = 0, \quad (9)$$

где  $m = \frac{G}{g}$ ;

$g$  – ускорение свободного падения.

Отсюда

$$-\sin \alpha - f \cos \alpha + \frac{\omega^2 (R - r) \cos \alpha}{g} = 0. \quad (10)$$

Деталь будет перемещаться к стенкам бункера при условии, что сила инерции будет превышать по

величине все остальные силы, действующие на деталь. В проекциях на ось  $x$ :

$$F^{\text{ин}} \cos \alpha \geq G \sin \alpha + F^{\text{TP}},$$

или

$$F^{\text{ин}} \geq \frac{G(\sin \alpha + f \cos \alpha)}{\cos \alpha}. \quad (11)$$

Из уравнений (10) и (11) определяем необходимую угловую скорость вращения бункера

$$\omega \geq \sqrt{\frac{g(\sin \alpha + f \cos \alpha)}{(R - r) \cos \alpha}}. \quad (12)$$

После соударения со сбрасывателем, совершающим периодические движения к центру бункера, часть деталей теряет скорость и падает, причем некоторые детали оказываются дальше от центра бункера, и тогда под действием силы инерции опять перемещаются к его стенкам, а некоторые детали попадают в центральную зону бункера, и сила инерции, действующая на такую деталь, невелика:

$$F^{\text{ин}} = m w_n = m \omega^2 r. \quad (13)$$

Запишем уравнение (5) в проекциях на ось  $x$  в случае перемещения детали к приемной трубке (рис. 7):

$$-G \sin \alpha + F^{\text{TP}} + F^{\text{ин}} \cos \alpha = 0. \quad (14)$$

Для того чтобы деталь переместилась в приемную трубку, необходимо, чтобы движущая ее сила от собственной силы тяжести  $G$  превышала по величине силы инерции и трения. Тогда

$$G \sin \alpha \geq F^{\text{TP}} + F^{\text{ин}} \cos \alpha,$$

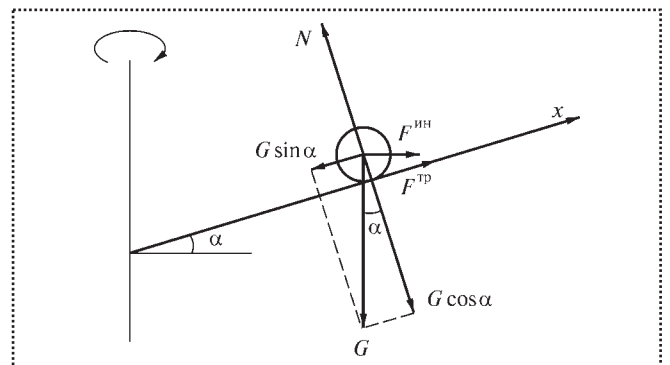


Рис. 7. Силы, действующие на деталь при ее перемещении к центральной части вращающегося бункера



или

$$G \sin \alpha \geq fG \cos \alpha + m\omega^2 r \cos \alpha. \quad (15)$$

Отсюда

$$\sin \alpha \geq f \cos \alpha + \frac{\omega^2 r \cos \alpha}{g}. \quad (16)$$

Определяем максимальную угловую скорость вращения бункера

$$\omega \leq \sqrt{\frac{g(\sin \alpha - f \cos \alpha)}{r \cos \alpha}}. \quad (17)$$

Из выражений (12) и (17) получаем

$$\sqrt{\frac{g(\sin \alpha + f \cos \alpha)}{(R-r) \cos \alpha}} \leq \omega \leq \sqrt{\frac{g(\sin \alpha - f \cos \alpha)}{r \cos \alpha}}. \quad (18)$$

## Вывод

В результате приведенных расчетов найдены выражения для определения предельных режимов работы трубчатого устройства с вращающимся бункером, при которых обеспечена надежная самоориентация деталей. Расчетные значения предельных скоростей вращения бункера устройства близки к реальным и подтверждены экспериментально.

## Библиографический список

1. **Замятин В.К.** Технология и автоматизация сборки. Учебник. М.: Машиностроение, 1993. 314 с.
2. **Автоматизация сборочных процессов в машиностроении** / под общ. ред. В.И. Дикушина. М.: Наука, 1989. 178 с.
3. **Тарг С.М.** Краткий курс теоретической механики. М.: Наука, 1998. 478 с.
4. **Житников Ю.З., Золотарева О.В.** Теоретическое обоснование предельных режимов работы дискового карманчикового ориентирующего устройства // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2005. № 8. С. 28–30.

## К сведению авторов

**Объем статьи**, предлагаемой к публикации, не должен превышать 15 страниц машинописного текста, напечатанного на белой бумаге (формата А4) на одной стороне листа через два интервала (не более 30 строк и 60 знаков в строке на странице).

**В редакцию предоставляются в двух экземплярах:**

- ◇ текст статьи с указанием фамилий, инициалов и названия статьи на русском и английском языках;
- ◇ иллюстрации с указанием номера;
- ◇ перечень подписанных подписей;
- ◇ аннотация (5–10 строк), ключевые слова – на русском и английском языках;
- ◇ сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, ученая степень, место работы, занимаемая должность, домашний и служебный адреса и телефоны, факс и E-mail, а также паспортные данные).

**Иллюстрации** выполняются с учетом последующего воспроизведения их средствами оперативной полиграфии (с использованием сканера): штриховые (чертежи, схемы, графики, рисунки, фотографии) – четкое, контрастное изображение.

**Библиографический список** составляет по порядку ссылок в тексте и оформляется следующим образом: для книг и сборников – фамилии и инициалы авторов, полное название книги (сборника), город, издательство, год; для журнальных статей – фамилии и инициалы авторов, полное название статьи, название журнала, год, том, номера страниц. Ссылки на иностранную литературу следует писать на языке оригинала без сокращений.

**Статьи**, набранные на компьютере, желательно предоставлять как в виде распечатки на принтере, так и в файловом виде на дискетах 3,5". Текст в формате Microsoft Word (Times), иллюстрации в виде отдельных файлов – TIFF, BMP, JPEG, CDR с разрешением 300 или 600 dpi. В статье рекомендуется указать цель поставленной задачи, пути ее решения и сделать соответствующие выводы. Если предложенная методика, разработка и т.д. имеют практическую ценность, очень желательно это подчеркнуть в статье.

**Материалы, присланные в редакцию, обратно не высылаются.**

107076, Москва, Стромьинский пер., д. 4, ООО "Издательство "Машиностроение",  
редакция журнала "Сборка в машиностроении, приборостроении".

**Телефоны:** (495) 268 38 42, 269 54 96, 268 36 54. **Факс** (495) 269 48 97.

**E-mail:** sborka@machin.ru.



Д.В. Князев (Московский государственный открытый университет)

## Автоматизация сборки клеетепловых цилиндрических соединений с натягом

Рассмотрены различные конструкции сборочных механизмов, позволяющих автоматически выполнять клеетепловые цилиндрические соединения с высоким уровнем надежности.

Different assembly mechanisms to produce adhesive-heat cylindrical joints with high degree of reliability are described.

**Ключевые слова:** автоматизация, сборка, клеетепловой метод, посадка с натягом, поперечно-прессовое соединение, анаэробный клей.

**Keywords:** automation, assembly, adhesive-heat method, interference fit, shrink-fit joint, anaerobic adhesive.

Прочность клеетепловых цилиндрических соединений намного превышает прочность соединений, полученных только клеевыми или тепловыми методами. На рис. 1 приведены экспериментальные зависимости прочности цилиндрических соединений, полученных тепловым методом (зависимость 1), склеиванием (прямая 2) и клеетепловым методом

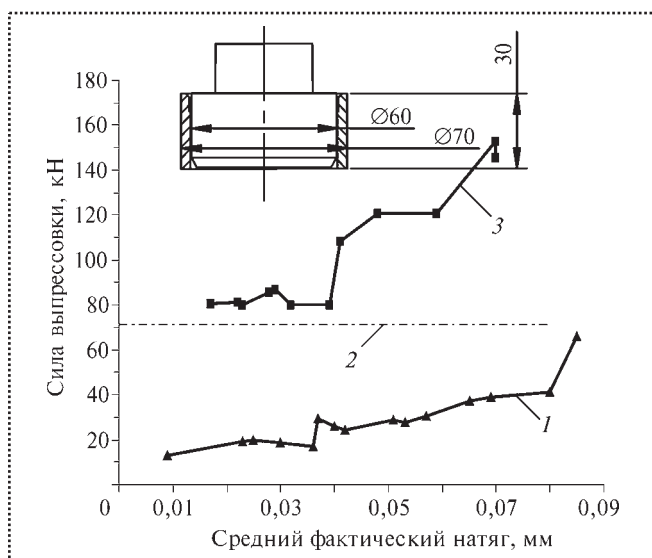


Рис. 1. Влияние величины фактического натяга на прочность соединений:

1 – тепловая сборка; 2 – клеевое соединение с зазором; 3 – клеетепловая сборка

(зависимость 3). Прочность клеетепловых соединений в 3–4 раза больше, чем у соединений, полученных тепловым методом (поперечная запрессовка), и в 1,3–2 раза больше, чем у клеевых.

Используя клеетепловой метод для сборки соединений с натягом, можно снизить величину натяга с 0,08...0,09 мм до 0,01...0,02 мм и обеспечить равнопрочные соединения. В отличие от клеевых соединений, имеющих несоосность и перекос сопрягаемых поверхностей, обусловленных диаметральным зазором 0,1...0,3 мм под клей, клеетепловые соединения свободны от этих недостатков.

Однако использование комбинированного клеетеплового метода требует нагрева охватываемой детали и нанесение клеевого слоя на предварительно обезжиренную сопрягаемую поверхность охватываемой детали. Температура нагрева должна обеспечить необходимый монтажный зазор  $i$  и жизнеспособность применяемого клея, имеющего определенный температурный диапазон его нормальной эксплуатации.

Ручная сборка таких соединений не обеспечивает требуемое качество (прочность соединения) и соблюдения правил техники безопасности.

Автоматизация сборки подобных соединений выдвигает ряд дополнительных требований к параметрам сборочного процесса и исполнительным механизмам.

Прежде всего, время первичной полимеризации (схватывания поверхностей) клея должно быть сопоставимо с тактом сборки, если ее выполняют на сборочных автоматах, линиях или ГПС (гибких производственных системах). Клей не должен требовать дополнительной подготовки (смешивания компонентов и т.п.) и срок его живучести не должен быть ограничен. В противном случае дозатор приходится освобождать от клея и тщательно промывать (как, например, это происходит при применении эпоксидных клеев). Кроме того, клей должен легко наноситься на сопрягаемую поверхность автоматическими устройствами.

Всем этим требованиям отвечают анаэробные клеи (адгезивы), которые застывают только без доступа воздуха, поэтому в дозаторе они могут

находиться в течение срока его жизнеспособности, который составляет 12 месяцев и более. Время первичной полимеризации таких клеев 2...15 мин, а при повышении температуры до 150...180 °С сокращается до 1...3 мин. Анаэробные клеи легко наносятся на сопрягаемую поверхность детали равномерным слоем нужной толщины из дозатора. При использовании анаэробных клеев удовлетворительное качество обеспечивает обезжиривание поверхности ацетоном. Для безотказного автоматического выполнения цилиндрических соединений с зазором простыми по конструкции исполнительными сборочными механизмами диаметральный тепловой зазор должен быть не менее 0,03...0,1 мм в зависимости от диаметра соединения.

Проведенные расчеты показали, что для клеев, температура эксплуатации которых составляет 200 °С, такой тепловой зазор можно создать при диаметре соединения от 50 мм и более для посадок Н7/к6; Н7/м6; Н7/р6 [1]. Исполнительный механизм должен компенсировать имеющиеся погрешности положения сопрягаемых поверхностей: смещения  $\Delta_{\Sigma}$ , являющегося замыкающим звеном линейной размерной цепи, связывающей сопрягаемые поверхности, и угла перекоса  $\alpha_{\Sigma}$ , являющегося замыкающим звеном аналогичной угловой размерной цепи.

Простейший исполнительный механизм, выполняющий такие соединения, показан на

рис. 2, а. Базовую деталь 2 нагревают до требуемой температуры (180...200 °С) в нагревателе и схватом 3 робота переносят в сборочное приспособление, где центрируют по наружной поверхности. Присоединяемую деталь – втулку 1 схватом 3 робота подносят к дозатору, который наносит нужное количество клея, при этом деталь поворачивают на один оборот в руке робота, затем переносят в зону сборки и устанавливают в базовую деталь.

Подпружиненный схват 3 робота позволяет присоединяемой детали смещаться на величину

$$\Delta = \Sigma f_c + i/2,$$

где  $\Sigma f_c$  – сумма катетов фасок на торцах сопрягаемых поверхностей, равная 1,5...2 мм;

$i$  – диаметральный тепловой зазор соединения.

Для того чтобы дать возможность присоединяемой детали уменьшить угол перекоса  $\alpha_{\Sigma}$  до нуля необходимо обеспечить точечный контакт ее поверхности с захватами схвата 3 для чего их выполняют сферической формы.

Подобные соединения можно собирать и с меньшими тепловыми зазорами, используя подпружиненный ловитель 4 (см. рис. 2, б), который, сопрягаясь с отверстием базовой детали, центрирует присоединяемую деталь по центральному отверстию. Экспериментальные исследования, проведенные на такой сборочной позиции, показали,

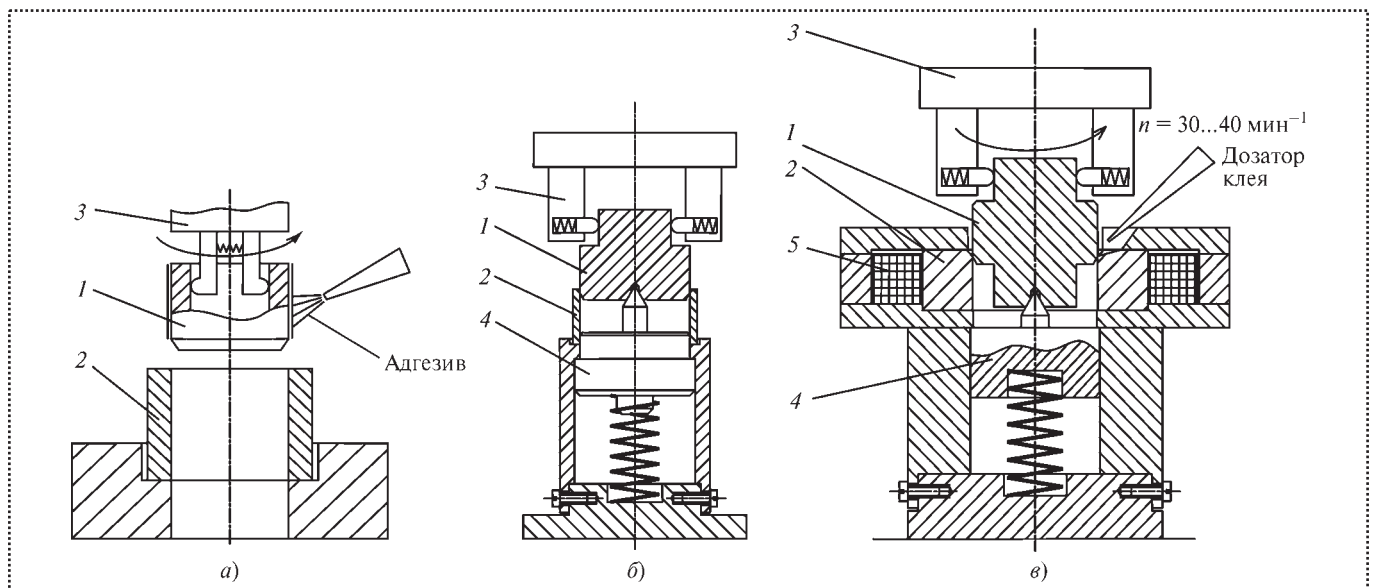


Рис. 2. Схемы исполнительных механизмов для выполнения цилиндрических соединений с натягом клеевым методом: 1 – присоединяемая деталь; 2 – базовая деталь; 3 – схват робота; 4 – подпружиненный ловитель; 5 – индуктор



что безотказно можно собирать соединения  $\varnothing 60$  мм с натягами до 0,07 мм.

Значительно упростить процесс сборки можно, поместив нагревательное индукционное устройство непосредственно на сборочную позицию (см. рис. 2, в). Базовую деталь 2 помещают в индуктор 5, установленный в сборочное приспособление. Ее нагрев токами высокой частоты происходит в течение 0,5...2 мин в зависимости от массы детали. Температура нагрева может быть снижена на 20...30 °С, так как ее потери при переносе из нагревательного устройства не происходит. Процесс нанесения клея может быть совмещен с процессом выполнения сопряжения. Для этого на торце базовой детали выполняют коническую лунку, куда подают струей нужное количество клея.

При подаче присоединяемой детали 1 с частотой вращения 30...40 мин<sup>-1</sup> клей равномерно распределяется по цилиндрической поверхности [2]. Если присоединяемая деталь является втулкой, то можно использовать подпружиненный стержневой ловитель, центрирующий втулку по отверстию. Такие ловители применяют в исполнительных механизмах, осуществляющих сборку втулок, колец, шайб и гаек.

Если базовой деталью является вал, на который необходимо установить шестерни, шкивы, ступицы и т.п., то целесообразнее использовать установку с горизонтальной компоновкой. Подобное устройство (рис. 3) было разработано [3] для установки на валы мелких и средних деталей.

На полуавтомате нагревают присоединяемые детали с посадочными диаметрами 60...100 мм до температуры 200...250 °С. Регулировка положения верхнего магнитопровода с помощью винтовой передачи расширяет диапазон диаметров нагреваемых деталей в 1,5 раза. Для выполнения клеетепловых соединений установку дополнительно оснащают дозатором, подающим клей на сопрягаемую поверхность вала, установленного в призмах.

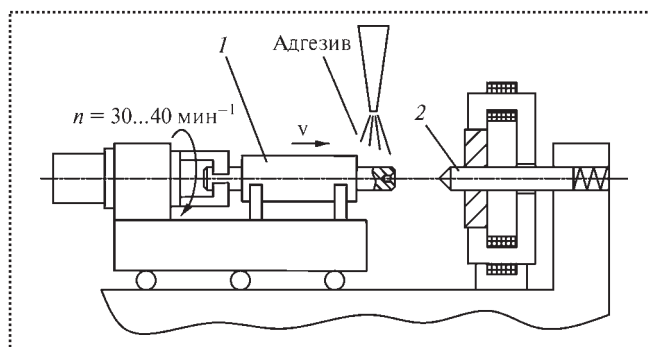


Рис. 3. Схема сборочной установки с горизонтальной компоновкой

К валу 1 подключают привод, осуществляющий его вращение с заданной частотой  $n$ . Процесс нанесения клея происходит во время нагрева присоединяемой детали. После центрирования ловителем 2 вал 1 со скоростью  $v$  подают в нагретую до требуемой температуры базовую деталь и происходит сборка. Вращение присоединяемой детали также облегчает процесс автопоиска взаимного положения сопрягаемых поверхностей и предотвращает их заклинивание при уменьшении теплового зазора.

Ориентирующие устройства и механизмы для сборки комбинированных соединений с использованием термовоздействия должны быть максимально просты, чтобы длительное тепловое воздействие не отразилось на их надежности.

#### Библиографический список

1. Холодкова А.Г., Князев Д.В. Сборка цилиндрических соединений с натягом методом поперечного прессования с применением анаэробных адгезивов // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2003. № 3. С. 19–23.
2. Голецян М.Н. Исследование и разработка способа автоматизированной сборки клеевых цилиндрических соединений: автореферат дисс. канд. техн. наук. М. 1992. 20 с.
3. Зенкин А.С., Арпентьев Б.М. Сборка неподвижных соединений термическими методами. М.: Машиностроение. 1987. 128 с.

### Книги издательства "Машиностроение"

**Суслов А.Г. Технология машиностроения: Учебник. 2-е изд., испр. и доп. – 416 с.**

Гриф Минобрнауки.

Цена с НДС 440 руб.

**Телефоны:** (495) 269-66-00, 269-52-98. **Факс:** (495) 269-48-97 (круглосуточно)

**Http://www.mashin.ru. E-mail: realiz@mashin.ru**

## Оценка влияния массы приспособления на динамические характеристики технологической системы

*Виброустойчивость технологической системы при обработке деталей резанием определяют рядом динамических параметров инструмента, процесса резания и др. Станочное приспособление, являясь автономной конструкцией, также может влиять на виброустойчивость своими параметрами, такими как масса и жесткость.*

*Показана методика выбора массы и жесткости приспособления с помощью анализа размерностей в целях обеспечения устойчивости процесса резания в зонах, далеких от резонансных частот.*

*Vibration resistance of technological system during cutting engagement determines by a number of dynamic tool parameters, cutting parameters, etc. Machine retaining device, which is an autonomous construction, also can influence vibration resistance by its own parameters, such as mass and stiffness.*

*Describing the method of choosing mass and stiffness of a machine retaining device analyzing dimensionality in purpose to provide stable cutting process in regions, which resides far from resonance.*

**Ключевые слова:** приспособление, масса, технологическая система, динамическая модель, критерий, динамические свойства.

**Keywords:** device, mass, technological system, dynamic model, criterion, dynamic properties.

Снижение колебаний, возникающих в технологической системе при резании, достигают различными путями:

- уменьшением возмущающих воздействий (рациональной конструкцией режущего инструмента, соответствующими режимами обработки и др.);
- подбором оптимальных параметров упругой технологической системы и ее элементов с точки зрения их виброустойчивости (например, подбором массы и жесткости приспособления).

Так, при торцовом фрезеровании возникают колебания с широким спектром частот, но определяющими амплитуду колебаний обрабатываемой

заготовки в большинстве случаев являются вынужденные колебания с зубцовой частотой.

Амплитуды этих колебаний существенны и влияют на качество обрабатываемой поверхности, а совпадение частот этих колебаний с собственными частотами одного из составляющих элементов технологической системы (заготовки, приспособления и т.д.) может привести к неустойчивости процесса резания. Это вызывает необходимость изменения режимов обработки и снижения производительности.

Зубцовая частота зависит от числа зубьев фрезы и числа оборотов шпинделя, на которые накладываются ограничения по условиям стойкости инструмента и техническим возможностям станка. С другой стороны, собственные частоты, зависящие от масс и жесткостей отдельных элементов системы, могут быть заданы при проектировании технологической оснастки таким образом, чтобы система была надежно удалена от возможных резонансов.

Рассматривая приспособление как автономный элемент технологической системы СПИД (станок – приспособление – инструмент – деталь), следует отметить, что приспособление обладает своими динамическими характеристиками (массой, упругостью, демпфирующими свойствами), которые могут влиять на общую динамику всей системы. Наиболее существенно влияние массы и жесткости приспособления на собственную частоту колебаний системы, приближая или удаляя ее из зоны резонансных частот.

Рассмотрим динамические явления при использовании фрезерного приспособления (рис. 1). При фрезеровании лыски на валиках  $\varnothing 27$  мм длиной  $l = 250$  мм фрезой с шестью зубьями при глубине резания 1,5 мм и подаче  $s = 12,5$  мм/об вибродатчиками фиксировались колебания заготовки, приспособления и стола станка в нормальной плоскости при различных частотах вращения шпинделя. На графике суммарных эффективных амплитуд (рис. 2), построенном по результатам этих наблюдений, заметно значительное увеличение двойной



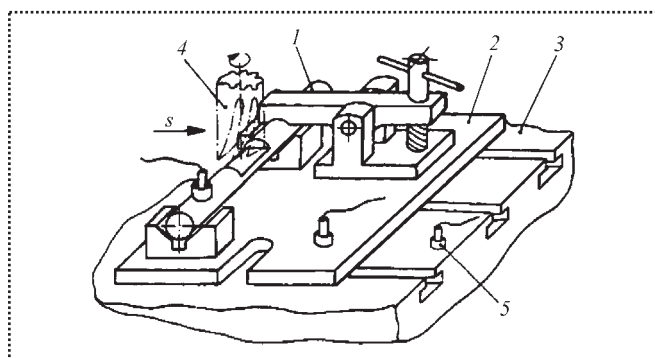


Рис. 1. Схема установки деталей при фрезеровании:  
1 – заготовка; 2 – приспособление; 3 – станок; 4 – фреза;  
5 – вибродатчик

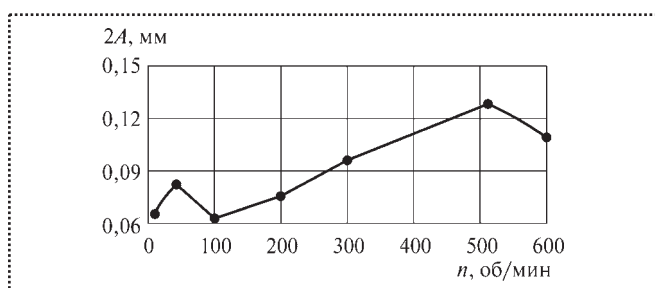


Рис. 2. Зависимость эффективного значения амплитуды  $A$  колебаний приспособления от частоты вращения  $n$  шпинделя

амплитуды  $2A$  колебаний приспособления до 0,12 мм при частоте вращения шпинделя  $n = 500$  об/мин.

Частота возмущающего воздействия, равная зубцовой частоте, при указанных режимах обработки составляет 50 Гц. Это совпадает с одной из собственных частот  $\omega_0$  приспособления (см. рис. 1), определенной экспериментально и равной 52 Гц. Следовательно, резонанс при этих числах оборотов шпинделя вызван совпадением частот возмущения и собственной частотой приспособления.

В связи с этим при проектировании приспособления на стадии технологической подготовки производства возникает задача определения и учета собственных частот колебаний приспособления и заготовки и обеспечения условий увода системы из зон резонанса.

Один из возможных путей решения этой задачи заключается в определении по полученным данным диапазона частот возмущающих воздействий (в соответствии с заданными режимами обработки), задании желаемого коэффициента удаления

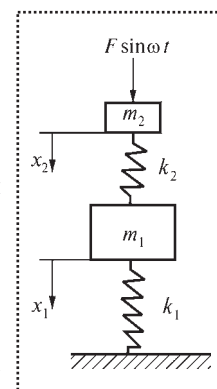


Рис. 3. Колебательная система с двумя степенями свободы:

$m_1$  – приведенная масса приспособления;  $m_2$  – приведенная масса заготовки;  $k_1, k_2$  – соответствующие приведенные жесткости заготовки и приспособления;  $x_1, x_2$  – перемещения  $m_1$  и  $m_2$  соответственно

технологической системы от зоны резонансов, расчете требуемых собственных частот приспособления и заготовки, определении таких динамических параметров приспособления, как приведенная масса и жесткость.

Для решения поставленной задачи представим приспособление в виде колебательной системы с двумя степенями свободы (рис. 3).

На приспособление с закрепленной заготовкой воздействует гармоническая сила  $F$  с частотой  $\omega$  от сил резания. Цель расчета состоит в отыскании таких динамических параметров приспособления ( $m_2$  и  $k_2$ ), которые способствовали бы получению собственных частот  $\omega_1$  и  $\omega_2$  системы, далеких от частот  $\omega$  возмущающих колебаний.

При решении этой задачи систему рассматривают как консервативную, в которой собственные частоты определяют без учета диссипативных свойств. Такое допущение вполне справедливо для условия поставленной задачи в связи с тем, что даже при значительном затухании частота затухающих колебаний мало отличается от частоты собственных колебаний. Так, например, при сравнительно большом затухании, когда следующий размах вдвое меньше предыдущего ( $\ln 2 = 0,693$ ), частота затухающих колебаний лишь на 0,6 % меньше собственной частоты. Таким образом, можно считать, что для условий поставленной задачи силами диссипации можно пренебречь [1].

При постановке такой задачи и реализации двухмассовой модели (см. рис. 3) можно рассмотреть два наиболее характерных случая проявления динамических свойств приспособления, которые определяют *класс задачи*, это:

- качество обработки в большой степени определяет вибрация системы "приспособление – заготовка";



• качество обработки определяет вибрация системы "станок – приспособление", при этом рассматривают единую жесткую систему связи приспособления с заготовкой.

В задачах *первого класса* массу станка принимают бесконечной, а жесткость – абсолютной. Характерные случаи обработки для задач первого класса:

◆ фрезерование в центрах или в призмах шпоночных и шлицевых пазов, винтовых канавок, лысок и др.;

◆ фрезерование, шлифование и заточка мерного инструмента (сверл, метчиков, зенкеров и др.);

◆ все виды обработки с применением кондукторов, плоское и внутреннее шлифование, хонингование и другие подобные методы.

При решении *второго класса* задач для системы "станок – приспособление" можно выделить такие характерные случаи обработки, как фрезерование корпусных деталей, шлифование плоскостей, протягивание и прошивание отверстий, т.е. такие операции, где обрабатывают жесткие (чаще корпусные) детали в приспособлениях, когда условно их можно объединить в одно целое и рассматривать по отношению к массе и жесткости станка.

Модель, представленную на рис. 3, описывают системой дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 + k_2 x_2 &= 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_2 - k_2 x_1 &= F \sin \omega t, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $x_1 = X_1 \sin(\omega t - \varphi_1)$ ;

$$x_2 = X_2 \sin(\omega t - \varphi_2);$$

$X_1$  и  $X_2$  – амплитуды колебаний тел массой  $m_1$  и  $m_2$  соответственно;

$\varphi_1, \varphi_2$  – фазы колебаний тел массой  $m_1$  и  $m_2$  соответственно.

Собственные частоты колебаний системы могут быть определены из решения характеристического уравнения системы (1):

$$m_1 m_2 \omega^4 - \omega^2 (k_1 m_2 + k_2 m_2 + k_2 m_1) + k_1 k_2 = 0. \quad (2)$$

Заменив  $\omega^2$  на  $\lambda$  и разделив все члены уравнения (2) на  $k_1 k_2$ , получим

$$\frac{m_1 m_2}{k_1 k_2} \lambda^2 - \left( \frac{m_2}{k_2} + \frac{m_2}{k_1} + \frac{m_1}{k_2} \right) \lambda + 1 = 0. \quad (3)$$

Уравнение (3) содержит пять величин:  $\lambda, m_1, m_2, k_1$  и  $k_2$ , которые определяют поведение системы. Различное их сочетание позволяет конструктору остановиться на наиболее оптимальном варианте. Для расширения области использования результатов анализа перебора сочетаний указанных параметров применим метод анализа размерности [2 – 4].

*Размерности, входящие в пять варьируемых параметров, следующие:*

■ масса  $m$ , кг – [М];

■ жесткость  $k$ , Н/м =  $\frac{\text{кг}}{\text{с}^2}$  – [МТ<sup>-2</sup>];

■ квадрат собственной частоты  $\lambda$ , с<sup>-2</sup> – [Т<sup>-2</sup>].

В качестве основных единиц принимаем [М] и [Т]. В соответствии с П-теоремой [2] число безразмерных критериев в подобии определяют как разность между общим числом варьируемых параметров ( $n = 5$ ) и числом основных единиц ( $m = 2$ ), т.е.  $n - m = 3$ . Запишем вид критериев подобия

$$\pi_i = [М]^{\alpha_1} [М]^{\alpha_2} [МТ^{-2}]^{\beta_1} [МТ^{-2}]^{\beta_2} [Т^{-2}]^{\gamma}, \quad (4)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2, \gamma$  – показатели степени при основных размерностях, образующих безразмерные показатели.

Но  $[\pi_i] = [М]^0 [Т]^0$ , так как критерии безразмерны, поэтому

$$[\pi_i] = [М]^0 [Т]^0 = [М]^{\alpha_1} [М]^{\alpha_2} [МТ^{-2}]^{\beta_1} [МТ^{-2}]^{\beta_2} [Т^{-2}]^{\gamma}.$$

Для составления П-функции необходимо сумму показателей каждой из основных единиц приравнять к нулю и определить величины показателей из совместного решения полученных уравнений. Сумма показателей при [М]:  $\alpha_1 + \alpha_2 + \beta_1 + \beta_2 = 0$ . Сумма показателей при [Т]:  $-2\beta_1 - 2\beta_2 - 2\gamma = 0$ .

Получаем систему уравнений

$$\begin{aligned} \beta_1 + \beta_2 &= -\gamma, \\ \alpha_1 + \alpha_2 &= \gamma. \end{aligned} \quad (5)$$

Решению системы (5) удовлетворяют различные сочетания  $\alpha, \beta, \lambda$ , из которых можно получить следующее количество наборов безразмерных критериев:

$$C_m^n = \frac{n!}{m!(n-m)!} = \frac{5!}{2!(5-2)!} = 10.$$

Анализируя физический смысл получаемых критериев подобия и удобство решения поставлен-



ной задачи, принимаем  $\alpha_1 = 1$ ;  $\alpha_2 = \beta_2 = 0$ , тогда из (5):  $\beta_1 = -1$ ;  $\gamma = 1$ .

Подставляя найденные значения показателей в уравнение (4), получим

$$\pi_1 = [M]^1 [M]^0 [MT^{-2}]^{-1} [MT^{-2}]^0 [T^{-2}]^1 = \frac{\lambda m_1}{k_1} = \frac{\lambda m_2}{k_2}.$$

Аналогично, при  $\alpha_1 = 1$ ;  $\alpha_2 = -1$ ;  $\beta_1 = 0$  имеем  $\gamma = 0$ ,  $\beta_2 = 0$  и вид второго критерия:

$$\pi_2 = m_1 / m_2.$$

Соответственно, при  $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$ ;  $\beta_1 = 1$  получаем  $\gamma = 0$ ;  $\beta_2 = -1$  и тогда

$$\pi_3 = k_1 / k_2.$$

Для окончательного выбора вида трех полученных критериев отметим необходимость принятия решения о наиболее полезном наборе для условий рассматриваемой задачи. В данном случае известно три параметра  $\lambda$ ,  $m_1$ ,  $k_1$ , т.е. собственная частота проектируемой системы (приспособления), а также масса и жесткость станка. Необходимо определить динамические параметры  $m_2$  и  $k_2$  приспособления.

Исходя из этого, принимаем окончательно

$$\pi_1 = \frac{\lambda m_2}{k_2}; \quad \pi_2 = m_1 / m_2; \quad \pi_3 = k_1 / k_2.$$

Тогда уравнение (3) в безразмерных параметрах примет вид

$$\pi_2 \pi_1^2 - \pi_1 (1 + \pi_2 + \pi_3) + \pi_3 = 0. \quad (6)$$

Решение уравнения (6) дает два значения

$$\pi_1 = \frac{(1 + \pi_2 + \pi_3) \pm \sqrt{(1 + \pi_2 + \pi_3)^2 - 4\pi_2 \pi_3}}{2\pi_2}, \quad (7)$$

что соответствует двум значениям собственной частоты рассматриваемой системы с двумя степенями свободы.

Для решения уравнения (7) была разработана программа на ЭВМ и по выполненным расчетам в реальных пределах изменения величин  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $k_1$ ,  $k_2$  построены графики. Решение уравнения (7), соответствующее меньшему корню ( $\pi_1 < 1$ ), т.е. первой собственной частоте, показано графически на рис. 4. Решение для второй собственной частоты ( $\pi_1 > 1$ ) показано на рис. 5. На каждом из указанных

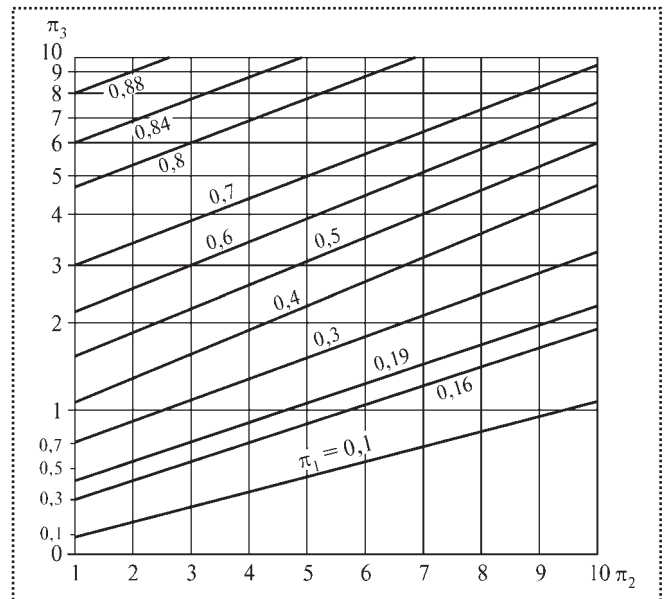


Рис. 4. Решение характеристического уравнения в критериальной форме для первой собственной частоты

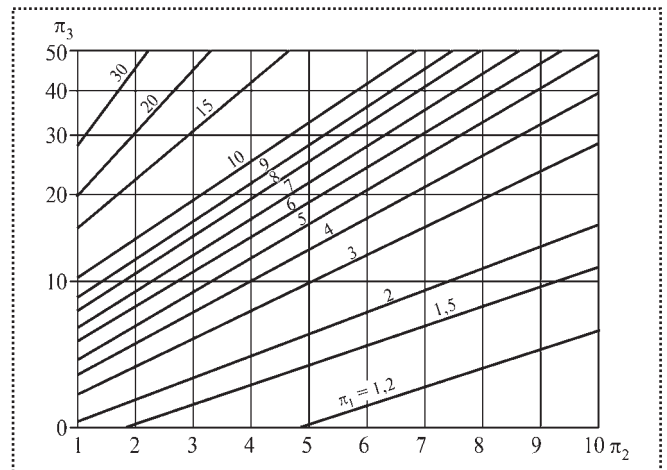


Рис. 5. Решение характеристического уравнения в критериальной форме для второй собственной частоты

рисунков изображены семейства кривых для критериев  $\pi_2$  и  $\pi_3$ , соответствующих постоянным  $\pi_1$ .

Таким образом, при известных значениях  $\lambda$ ,  $m_2$ ,  $k_2$  можно подобрать пару динамических параметров приспособления  $m_1$ ,  $k_1$ . Графики иллюстрируют важное преимущество метода анализа размерности: на одном графике изображена взаимосвязь сразу пяти параметров, что позволяет варьировать их наборами.

Решение уравнения (7), выполненное на ЭВМ (см. рис. 4, 5), приведено для величин, изменяющихся в пределах, характерных для станкостроения.



Для задач первого класса принимали:

- масса заготовки 0,5...20 кг, приведенная жесткость  $(5...20) \cdot 10^5$  Н/м (определены расчетом или экспериментально исходя из характерных размеров и формы заготовки и стыка "заготовка – опоры приспособления");
- масса приспособления 2...50 кг, приведенные жесткости приспособлений  $(5...20) \cdot 10^6$  Н/м (определены экспериментально).

Пределы изменения безразмерных критериев  $\pi_2$  и  $\pi_3$  составили:  $\pi_2 = m_1/m_2 = 0,1...100$ ;  $\pi_3 = k_1/k_2 = 2,5...40$ .

Для задач второго класса диапазон изменения соответствующих масс и жесткостей следующий:

$m_2 = (25...350)$  кг – приведенная масса приспособления;

$k_2 = (5...50) \cdot 10^5$  Н/м – приведенная жесткость характерных приспособлений (экспериментальная);

$m_1 = (1000...5000)$  кг – приведенная масса станка;

$k_1 = (10...30) \cdot 10^6$  Н/м – приведенная жесткость станка.

Пределы изменения безразмерных критериев для данных интервалов исходных величин масс и жесткостей составили:

$$\pi_2 = m_1/m_2 = (3...150); \pi_3 = k_1/k_2 = (2...60).$$

Таким образом, интервалы безразмерных критериев для обоих классов задач весьма близки, что позволяет принять эти интервалы едиными, независимо от класса конкретно решаемой задачи.

Рассмотрим несколько численных примеров.

**Пример 1.** Заготовка массой  $m_2 = 5$  кг с приведенной жесткостью  $k_2 = 5 \cdot 10^6$  Н/м установлена во фрезерное приспособление. При фрезеровании возникают вынужденные колебания с частотой  $\omega = 80$  Гц (для соответствующих параметров фрезы и режимов резания, которые будем считать постоянными и заданными).

Требуется подобрать такие динамические параметры приспособления ( $m_1$  и  $k_1$ ), при которых первая собственная частота системы превосходила бы частоту возбуждения в 5 раз.

### 1. Возможные значения $m_1$ и $k_1$ при $\pi_1 = 0,16$

$\pi_2 = m_1/m_2$	$\pi_3 = k_1/k_2$	$m_1$ , кг	$k_1 \cdot 10^6$ , Н/м
2	0,5	10	2,5
5	1,01	25	5,05
10	1,8	50	9,0

**Решение.** Цель такого расчета состоит в том, чтобы система работала в достаточно далекой зарезонансной области, т.е. была бы виброустойчивой. Требуемая собственная частота  $\omega_0 = 5\omega = 400$  Гц, откуда  $\lambda = \omega_0^2 = 16 \cdot 10^4 \text{ с}^{-2}$ .

Найдем значение критерия  $\pi_1$ :

$$\pi_1 \frac{\lambda m_2}{k_1} = \frac{16 \cdot 10^4 \cdot 5}{5 \cdot 10^6} = 0,16.$$

Поскольку  $k_2$  и  $m_2$  известны, кривая (см. рис. 4), соответствующая значению  $\pi_1 = 0,16$ , непосредственно связывает  $m_1$  и  $k_1$ . Это позволяет выбрать наиболее подходящую пару динамических параметров проектируемого приспособления. Некоторые значения возможных величин  $m_1$  и  $k_1$  представлены в табл. 1.

Таким образом, при выборе любой из пар инерционной и жесткостной характеристики приспособления его собственная частота будет в 5 раз превосходить возмущающее воздействие.

**Пример 2.** Пусть расчетная система имеет вторую собственную частоту  $\omega_{02} = 250$  Гц. При этом заготовка массой  $m_2 = 30$  кг получает возмущение при резании. Определить значение параметров приспособления  $m_1$  и  $k_1$ .

**Решение.** Так как для второй собственной частоты  $\pi_1 > 1$ , то  $\lambda m_2/k_2 > 1$ , откуда  $k_2 > \lambda m_2$ ;  $\lambda m_2 = (250)^2 \cdot 30 = 2 \cdot 10^6$ . Принимая жесткость заготовки  $k_2 = 10^6$  Н/м, получим  $\pi_1 = 2 \cdot 10^6/10^6 = 2$ .

Требуемые пары значений  $m_1$  и  $k_1$  для приспособления можно непосредственно получить из графиков на рис. 5. Некоторые из этих значений приведены в табл. 2.

### 2. Возможные значения $m_1$ и $k_1$ , при $\pi_1 = 2$

$\pi_2 = m_1/m_2$	$\pi_3 = k_1/k_2$	$m_1$ , кг	$k_1 \cdot 10^6$ , Н/м
2	4,8	60	4,8
5	8,1	150	8,1
10	16	300	16

Метод анализа размерностей имеет ряд преимуществ и главный из них в том, что он дает возможность наглядного графического выбора искомых параметров, что особенно важно в практической деятельности конструкторов, где необходимо быстрое принятие решения.

Метод анализа размерностей можно применять и в случае идентификации выбранной модели динамической системы "станок – приспособление" либо "приспособление – заготовка" по собственным частотам. Такая задача возникает при построении динамической модели и оценки ее поведения в сравнении с реальным объектом. При этом по экспериментально определенным собст-



венным частотам и инерционным характеристикам исследуемой системы требуется построить модель и определить ее динамические параметры.

Так, для идентификации модели (см. рис. 3) по собственным частотам можно воспользоваться теми же графиками на рис. 4 и 5. По известным значениям масс (критерий  $\pi_2$ ) и экспериментальному значению  $\lambda$ , задаваясь желаемым отношением жесткостей (критерий  $\pi_3$ ), по одной из кривых на рис. 4 или 5 находят значение критерия  $\pi_1$ , по которому определяют жесткости модели  $k_1$  и  $k_2$ .

Применим метод анализа размерностей для динамической модели приспособления, расчетная схема которого представлена в виде консервативной системы с двумя степенями свободы (рис. 6). Масса  $m$  имеет вертикальное перемещение вдоль оси  $x$  и вращательное относительно центра тяжести  $O$  на угол  $\theta$ . Такая модель весьма характерна для системы "приспособление – заготовка", в которой заготовка опирается на опоры с различной жесткостью  $k_1$  и  $k_2$  либо на опоры равной жесткости, но со смещенным центром масс ( $l_1 \neq l_2$ ).

Уравнения движения такой системы

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + (k_1 + k_2)x - (k_1 l_1 - k_2 l_2)\theta &= 0, \\ -(k_1 l_1 - k_2 l_2)x + y\ddot{\theta} + (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2)\theta &= 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Частное уравнение имеет вид

$$\begin{aligned} \lambda = \omega_{0(1,2)}^2 = \frac{1}{2} \left[ \frac{k_1 + k_2}{m} + k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 \pm \right. \\ \left. \pm \sqrt{\left( \frac{k_1 + k_2}{m} + \frac{k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2}{y} \right)^2 - 4 \frac{k_1 k_2 (l_1 + l_2)^2}{m y}} \right]. \end{aligned} \quad (9)$$

Уравнение (9) содержит семь параметров и имеет три основные размерности [M], [T] и [L] – м,

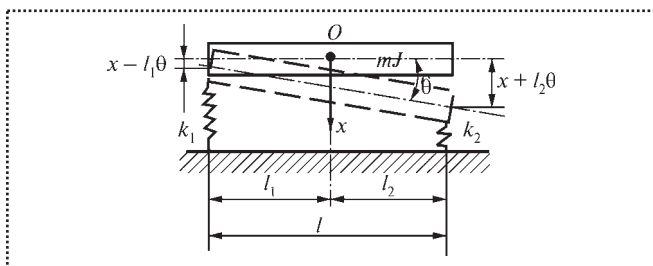


Рис. 6. Модель системы с двумя степенями свободы:  $J$  – момент инерции тела массы  $m$

следовательно, может быть образовано четыре безразмерных комплекса  $\pi_i$ .

Вид безразмерных комплексов

$$\pi_i = [M]^{\alpha_1} \left[ \frac{M}{T^2} \right]^{\beta_1} \left[ \frac{M}{T^2} \right]^{\beta_2} [L]^{\gamma_1} [L]^{\gamma_2} [ML^2]^{\delta}, \quad (10)$$

где  $\delta$  – показатель степени при основных размерностях, образующих безразмерные переменные.

Образование безразмерных переменных проведем матричным методом. В качестве основных параметров примем: массу  $m$ , длину  $l$ , квадрат угловой частоты  $\lambda$ .

Тогда линеаризованная система уравнений будет иметь вид

$$\log[m] = 1 \log M + 0 \log L + 0 \log T,$$

$$\log[l] = 0 \log M + 1 \log L + 0 \log T,$$

$$\log[\lambda] = 0 \log M + 0 \log L + 2 \log T.$$

Система имеет решение, т.е. матрица коэффициентов является невырожденной, если главный определитель  $D_0 \neq 0$ :

$$D_0 = \begin{vmatrix} M & L & T \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{vmatrix} = 2.$$

Сопоставим линейные уравнения размерностей для остальных четырех параметров системы:

$$\log[J] = 1 \log M + 2 \log L + 0 \log T,$$

$$\log[K_1] = 1 \log M + 0 \log L + 1 \log T,$$

$$\log[K_2] = 1 \log M + 0 \log L + 1 \log T,$$

$$\log[l_1] = 0 \log M + 1 \log L + 0 \log T.$$

Частные определители, соответствующие каждому из этих параметров, имеют вид:

- для момента инерции  $J$ :

$$D_1 = \begin{vmatrix} 1 & 2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{vmatrix} = 2, \quad D_2 = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{vmatrix} = 4, \quad D_3 = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 1 & 2 & 0 \end{vmatrix} = 0;$$



- для жесткостей  $k_1$  и  $k_2$ :

$$D_4 = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{vmatrix} = 2, D_5 = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 2 \end{vmatrix} = 0, D_6 = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 1 \end{vmatrix} = 1;$$

- для длины  $l_1$ :

$$D_7 = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{vmatrix} = 0, D_8 = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{vmatrix} = 2, D_9 = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 2 \end{vmatrix} = 0.$$

Это дает следующий вид безразмерных переменных:

$$\pi_1 = \frac{J}{m^{D_1/D_0} l^{D_2/D_0} \lambda^{D_6/D_0}} = \frac{J}{ml^2 \lambda^0} = \frac{J}{ml^2},$$

$$\pi_2 = \frac{k_1}{m^{D_4/D_0} l^{D_5/D_0} \lambda^{D_6/D_0}} = \frac{k_1}{ml^0 \lambda} = \frac{k_1}{m\lambda},$$

$$\pi_3 = \frac{k_2}{m\lambda}, \pi_4 = \frac{l_1}{m^{D_7/D_0} l^{D_8/D_0} \lambda^{D_9/D_0}} = \frac{l_1}{l}.$$

Полагая  $k_1 = k_2 = k$ , будем иметь три безразмерных переменных, которые для удобства записи возьмем как обратные величины:

$$\pi_1 = \frac{ml^2}{J}, \pi_2 = \frac{m\lambda}{k}, \pi_3 = \frac{l}{l_1}.$$

Тогда уравнение (10) в критериальной форме принимает вид, аналогичный по записи уравнению (6):

$$\pi_1 = \pi_2 (\pi_3^2 - \pi_3 + 0,5) \pm \sqrt{1 - 2\pi_2 (\pi_3^2 - \pi_3 + 0,5) + (\pi_3^2 - \pi_3 - 0,5) - \pi_2}.$$

Дальнейшие процедуры, связанные с выбором диапазона изменения параметров, их анализа, построения графиков в критериальной форме с помощью ЭВМ и их использование, аналогичны описанным выше для модели (см. рис. 3).

### Вывод

Предлагаемая методика позволяет решать задачи анализа и синтеза при проектировании приспособлений с учетом их динамических параметров.

### Библиографический список

1. Вульфсон И.И. Колебания в машинах. СПб., 2006. 260 с.
2. Гухман А.А. Введение в теорию подобия. М.: Высшая школа, 1993. 253 с.
3. Микитянский В.В., Сердюк Л.М. Применение теории подобия для расчета на износ деталей станочных приспособлений // Изв. вузов. Машиностроение. 1989. № 1. С. 139–143.
4. Хандел М.С. Расчет колебательных систем с использованием анализа размерностей. Конструирование. Тр. Американского общества инженеров-механиков. 1990. Т. 102. № 4. С. 106–113.

## ЗАО "ОРЛЭКС" приглашает

организацию для выполнения работ по проектированию и изготовлению робототехнического комплекса (РТК), включающего робототехнические линии по изготовлению сборочных единиц (узлов), сборке, регулировке, испытанию датчиков реле температуры для домашних холодильников с последующим проведением пусконаладочных работ и сопровождением (поставкой запчастей) РТК.

Для проведения работ предоставляются чертежи, ТУ, инструкции по сборке, регулировке, проведению приемосдаточных испытаний, действующих техпроцессов сборки, регулировки и испытаний датчиков реле температуры.

Годовая программа выпуска датчиков реле температуры около 5 млн шт. Технико-экономическое обоснование РТК – в процессе совместной разработки технического задания.

302000, г. Орел, ул. Ломоносова, д. 6

Тел. (4862)41-86-67, 8-960-647-35-91

**Юрий Владимирович Селезнев**

УДК 531/534.01:51-72

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

## Аналитическое решение задачи о колебаниях физического маятника на упругом подвесе

Предложен приближенный аналитический метод исследования колебаний физического маятника на упругом подвесе в условиях кинематического возбуждения. Получены расчетно-аналитические зависимости для оценки нагрузки, передаваемой маятником жесткому ротору.

The approximated analytical method for investigations of physical pendulum oscillations on a resilient bracket under conditions of kinematical excitation is offered. Design-analytical dependences for an assessment of loading passed by a pendulum to a rigid rotor are obtained.

**Ключевые слова:** колебание, жесткий ротор, канатная машина, физический маятник.

**Keywords:** fluctuation, rigid rotor, cable machine, physical pendulum.

Динамическая модель физического маятника соответствует реальной конструкции одного из узлов роторной системы канатной машины для изготовления металлокорда.

На рис. 1 представлена схема жесткого ротора с упругоприсоединенными к его концевым цапфам массивными жесткими узлами. Центр масс каждого такого узла смещен относительно оси вращения ротора, что позволяет рассматривать их как физические маятники.

Ротор 1 представляет собой сборную конструкцию, состоящую из двух частей, жестко связанных между собой. Опорами ротора являются шариковые подшипники 2 и 3, размещенные в станине машины. На концевых цапфах консолей ротора установлены шариковые подшипники 4 и 5. Их наружные кольца охвачены резинометаллическими амортизаторами 6 и 7 кольцевой формы. Наружные металлические кольца амортизаторов снабжены присоединительными элементами 8 и 9. С последними жестко связаны каретки, несущие катушки с

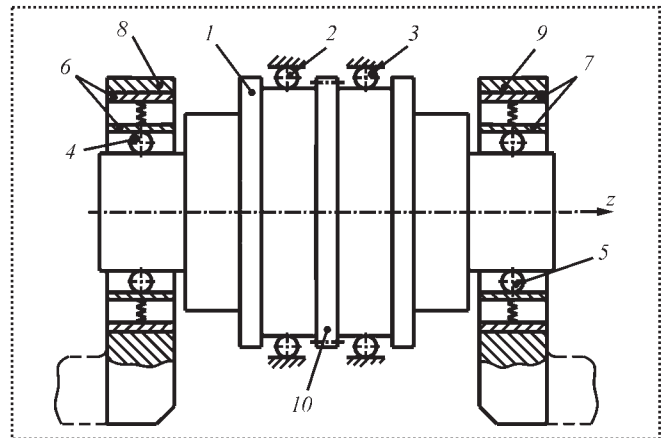


Рис. 1. Схема конструкции жесткого ротора с упругоподвешенными массами

подлежащей свиванию проволокой (на рис. 1 каретки условно показаны пунктирными линиями).

В канатной машине содержатся последовательно расположенные жесткие роторы с общей осью вращения  $z$  (см. рис. 1). Таким образом, каждая из кареток опирается на концевые цапфы двух соседних роторов указанным выше способом и может рассматриваться как массивный физический маятник, получающий кинематическое возбуждение колебаний в результате вращения роторов. При этом роторы приводятся во вращение от приводного вала машины с одинаковой угловой скоростью  $\omega$  посредством зубчатых передач. С этой целью каждый ротор снабжен зубчатым колесом 10 (см. рис. 1).

Опыт эксплуатации канатных машин показывает, что при определенных условиях кинематического возбуждения каретки (физические маятники) могут совершать колебания с нарастающей амплитудой, что в конечном счете приводит к поломке амортизаторов.

В этой связи задачи определения опасных режимов работы машины и оценки нагрузок, которые

амортизаторы воспринимают и передают на опорные цапфы ротора, являются актуальными.

Одним из основных факторов, способствующих возрастанию нагрузок, воспринимаемых амортизаторами, на наш взгляд, являются возможные эксцентриситеты осей опорных цапф ротора, к которым через шариковые подшипники 4 и 5 и амортизаторы 6 и 7 подвешены каретки (см. рис. 1).

Это приводит к необходимости исследования вынужденных колебаний физического маятника на упругом подвесе в условиях кинематического возбуждения. Соответствующая расчетная модель представлена на рис. 2.

При этом сделано допущение о расположении эксцентриситета  $e$  осей опорных цапф соседних роторных узлов в общей плоскости, причем  $e = \text{const}$ , что позволяет рассматривать движение маятника как плоскопараллельное. Это допущение дает возможность заметно упростить решение задачи, но вместе с тем получить достаточно верную оценку для сил взаимодействия в системе ротор – амортизатор – маятник.

Для наиболее типичного случая

$$r \ll a. \quad (1)$$

На этом основании принимаем:

$$\alpha \approx \varphi; b \approx a. \quad (2)$$

Пользуясь дифференциальными уравнениями плоскопараллельного движения [1], получаем (см. рис. 2)

$$m\ddot{x} = -cr \sin\theta, \quad (3)$$

$$m\ddot{y} = cr \cos\theta - mg, \quad (4)$$

$$J_C \ddot{\psi} = -cr \sin(\varphi - \theta) + M_{\text{тр}}, \quad (5)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;

$c$  – удвоенный коэффициент жесткости упругого элемента амортизатора;

$M_{\text{тр}}$  – момент сил трения в подшипниках опорных цапф;

$J_C$  – момент инерции масс маятника относительно его центральной оси.

При этом учтено, что амортизаторы, используемые в канатных машинах, имеют характеристику жесткости, близкую к линейной. Это подтверждено проведенными экспериментами.

При наличии на кривой  $M_{\text{тр}} = M_{\text{тр}}(\omega - \dot{\varphi})$  падающего участка, система является самовозбуждающейся и в ней возникают незатухающие колебания с постоянной амплитудой (автоколебания).

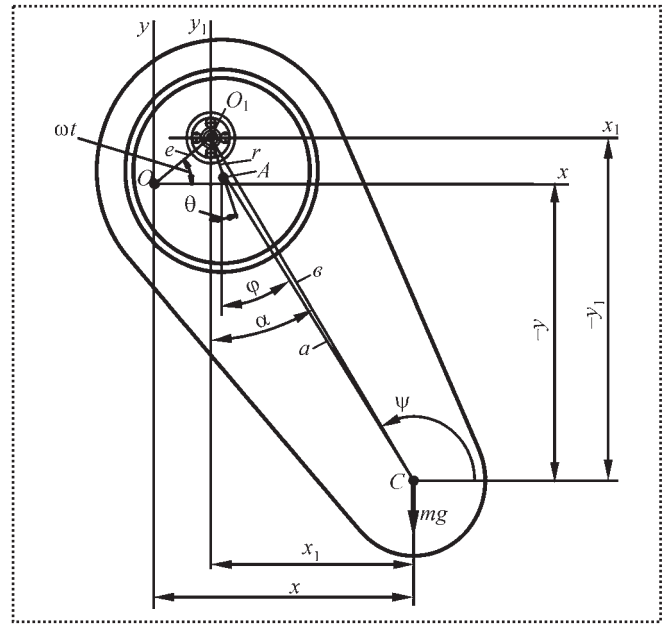


Рис. 2. Расчетная модель физического маятника на упругом подвесе:

$O$  – ось вращения ротора;  $e = OO_1$  – смещение оси опорной цапфы относительно оси вращения ротора (эксцентриситет);  $A$  – геометрический центр наружной обоймы амортизатора;  $C$  – центр масс маятника (каретки);  $O_1A = r$  – радиальная деформация упругого элемента амортизатора;  $\theta$  – угол отклонения радиальной деформации упругого элемента амортизатора от вертикали;  $\varphi$  – угол отклонения оси маятника от вертикали;  $\alpha$  – угол отклонения от вертикали отрезка  $O_1C$ ;  $O_1C = b$ ;  $AC = a$ ;  $(x, y)$  – декартовы координаты центра масс  $C$  маятника в неподвижной системе координат  $Oxy$ ;  $m$  – масса маятника;  $O_1x_1y_1$  – подвижная система координат, связанная с осью цапфы;  $\psi = \frac{\pi}{2} + \varphi$  – угол отклонения оси маятника от горизонтали;  $\omega t$  – угол поворота отрезка смещения  $OO_1$ ;  $\omega$  – угловая скорость вращения ротора;  $t$  – время

Наблюдения за работой канатных машин показывают, что при нормальном режиме работы машины каретка (маятник) совершает маятниковые колебания небольшой амплитуды (порядка  $10^\circ \dots 15^\circ$  от вертикали), что подтверждает наличие автоколебаний, вызываемых моментом  $M_{\text{тр}}$ . Однако при поврежденных амортизаторах, например, из-за изменения с течением времени упругих свойств резинового элемента или его износа, амплитуда колебаний нарастает. Это способствует ускоренному выходу из строя опорных подшипников и полумкам амортизаторов.

Учитывая, что частота автоколебаний мала по сравнению с частотой  $\omega$  вращения, а значения  $M_{\text{тр}}$





невелики по сравнению с первым слагаемым правой части уравнения (5), допустимо считать, что автоколебания не оказывают заметного влияния на нагруженность амортизатора. Поэтому влиянием момента сил трения качения  $M_{тр}$  пренебрегают.

В уравнениях (3)–(5) исключают переменные  $r$  и  $\theta$ , воспользовавшись зависимостями (см. рис. 2):

$$\begin{aligned} r \sin \theta &= x - e \cos \omega t - a \sin \varphi; \\ r \cos \theta &= e \sin \omega t - y - a \cos \varphi. \end{aligned} \quad (6)$$

В результате получают

$$\begin{aligned} m \ddot{x} + cx - ca \sin \varphi &= ce \cos \omega t, \\ m \ddot{y} + cy + ca \cos \varphi &= ce \sin \omega t - mg, \\ J_C \ddot{\varphi} - cx \cos \varphi - cy \sin \varphi &= \\ &= -ca \cos \varphi \cos \omega t - ca \sin \varphi \sin \omega t. \end{aligned} \quad (7)$$

Учитывая зависимости

$$\begin{aligned} x &= x_1 + e \cos \omega t; \\ y &= y_1 + e \sin \omega t, \end{aligned} \quad (8)$$

уравнения (7) представляют в виде

$$\begin{aligned} m \ddot{x}_1 + cx_1 - ca \sin \varphi &= me \omega^2 \cos \omega t; \\ m \ddot{y}_1 + cy_1 + ca \cos \varphi &= -mg + me \omega^2 \sin \omega t; \\ J_C \ddot{\varphi} - ca x_1 \cos \varphi - ca y_1 \sin \varphi &= 0. \end{aligned} \quad (9)$$

В дальнейшем ограничимся случаем малых колебаний, принимая во внимание, что при нормальном режиме работы машины угол  $\varphi$  не превышает  $30^\circ$ . В этом случае уравнения (9) принимают вид

$$\begin{aligned} m \ddot{x}_1 + cx_1 - ca \varphi &= me \omega^2 \cos \omega t; \\ m \ddot{y}_1 + cy_1 &= -ca - mg + me \omega^2 \sin \omega t; \\ J_C \ddot{\varphi} - ca x_1 - ca y_1 \varphi &= 0. \end{aligned} \quad (10)$$

При этом второе уравнение системы (10) может быть рассмотрено независимо. Его решение, соответствующее установившимся вынужденным колебаниям, имеет вид

$$y_1 = -a - \delta_{ст} + \frac{e}{\omega_0^2 / \omega^2 - 1} \sin \omega t, \quad (11)$$

где  $\delta_{ст} = \frac{mg}{c}$  – статическая деформация упругого звена амортизатора;

$\omega_0^2 = \frac{c}{m} = \frac{g}{\delta_{ст}}$  – квадрат круговой частоты сво-

бодных незатухающих колебаний в вертикальном направлении.

Из (11) следует, что колебания в вертикальном направлении становятся опасными при  $\omega = \omega_0$ , поэтому  $\omega_0$  можно рассматривать как критическое:

$$\omega_{кр}^{(1)} = \sqrt{\frac{g}{\delta_{ст}}}. \quad (12)$$

Два оставшихся уравнения системы (10) с учетом (11) рассматривают совместно

$$\begin{aligned} m \ddot{x}_1 + cx_1 - ca \varphi &= me \omega^2 \cos \omega t; \\ J_C \ddot{\varphi} - ca x_1 + ca^2 \left( 1 + \frac{\delta_{ст}}{a} - \frac{e}{a \omega_0^2 / \omega^2 - 1} \sin \omega t \right) \varphi &= 0. \end{aligned} \quad (13)$$

В области частот  $\omega$  возбуждения, достаточно удаленной от резонансной, при малых значениях  $e/a$  пульсацией коэффициента при  $\varphi$  во втором уравнении системы (13) допустимо пренебречь. В этом случае из (13) получают систему линейных уравнений с постоянными коэффициентами. Ее решение, соответствующее установившимся вынужденным колебаниям:

$$x_1 = \left[ \left( 1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} - \left( \frac{\omega_0^2 \delta_{ст}}{\omega^2 a} - \frac{i_C^2}{a^2} \right)^{-1} \right)^{-1} - 1 \right] e \cos \omega t, \quad (14)$$

$$\varphi = \left[ \left( 1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \right) \left( \frac{\omega_0^2 \delta_{ст}}{\omega^2 a} - \frac{i_C^2}{a^2} \right)^{-1} - 1 \right]^{-1} \frac{e}{a} \cos \omega t, \quad (15)$$

где  $i_C^2 = \frac{J_C}{m}$  – квадрат радиуса инерции распределенных масс маятника.

Из (14) и (15) получают еще два значения критических частот

$$\begin{aligned} \omega_{кр}^{(2,3)} &= \omega_0 \left( \frac{1}{2} \left[ \left( 1 + \frac{a^2}{i_C^2} \left( 1 + \frac{\delta_{ст}}{a} \right) \right) \pm \right. \right. \\ &\left. \left. \pm \sqrt{\left( 1 + \frac{a^2}{i_C^2} \left( 1 + \frac{\delta_{ст}}{a} \right) \right)^2 - \frac{4a\delta_{ст}}{i_C^2}} \right] \right)^{1/2}. \end{aligned} \quad (16)$$

Сопоставив (14) и (15), легко видеть, что имеет место зависимость

$$x_1 = \left( 1 + \frac{\delta_{cr}}{a} - \frac{\omega^2 i_C^2}{\omega_0^2 a^2} \right) a\varphi. \quad (17)$$

Проведенные упрощения нелинейной системы дифференциальных уравнений (9), с использованием которых получены уравнения движения маятника (11), (14), (15), позволяют получить достаточно простые расчетные зависимости для оценки сил, передаваемых амортизатором на опорные цапфы ротора.

Горизонтальную и вертикальную составляющие этих сил находим на основе зависимостей (6), (8):

$$\begin{aligned} 2P_x &= cr \sin\theta = c(x_1 - a \sin\varphi) \approx c(x_1 - a\varphi); \\ 2P_y &= -cr \cos\theta = c(y_1 + a \cos\varphi) \approx c(y_1 + a). \end{aligned} \quad (18)$$

Отсюда, с учетом (11), (14) и (15) находим

$$P_x = \frac{1}{2} \frac{ce \cos\omega t}{\frac{\omega_0^2}{\omega^2} \left[ 1 - \left( \frac{\omega_0^2 \delta_{cr}}{\omega^2 a} - \frac{i_C^2}{a^2} \right)^{-1} \right] - 1}, \quad (19)$$

$$P_y = \frac{1}{2} \left( -mg + \frac{ce \sin\omega t}{\omega_0^2 / \omega^2 - 1} \right). \quad (20)$$

За положительное направление составляющих  $P_x$ ,  $P_y$  приняты положительные направления координатных осей  $Ox$  и  $Oy$  (см. рис. 2).

Угол отклонения результирующей силы, передаваемой на ротор, определяют:

$$\operatorname{tg}\theta \approx -\frac{P_x}{P_y}. \quad (21)$$

При этом положительное значение угла  $\theta$  соответствует отклонению результирующей силы

$$P \approx \sqrt{P_x^2 + P_y^2} \quad (22)$$

от вертикали против хода часовой стрелки (см. рис. 2).

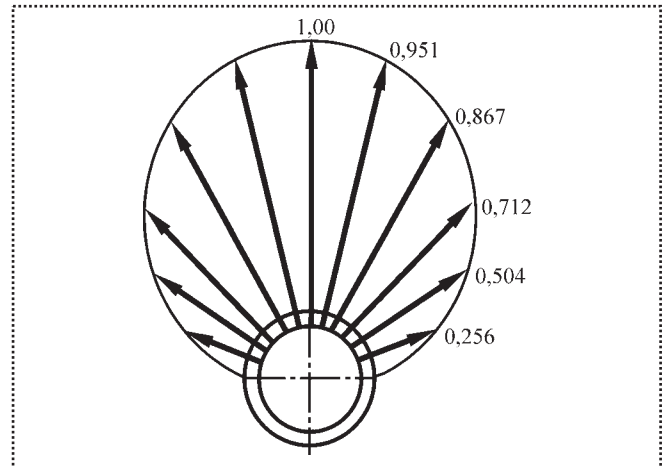


Рис. 3. График изменения силы реакции опорной цапфы ротора

На рис. 3 приведен график изменения реакции опорной цапфы ротора от времени для одного из рабочих режимов канатной машины в относительных единицах, из которого следует, что на ротор машины в установившемся режиме работы передаются силы, переменные не только по величине, но и по направлению. Это учитывают при анализе колебаний ротора, который можно рассматривать как недеформируемый (жесткий), но опирающийся на упругодеформируемые опоры.

Решения (14) и (15) линеаризованной системы (13) получены без учета влияния пульсации коэффициента при  $\varphi$  во втором уравнении этой системы. Следовательно, и зависимости (19) – (22) не учитывают этого влияния. Однако они позволяют с достаточной достоверностью судить о характере нагруженности элементов системы маятник – амортизатор – ротор.

Вместе с тем в случае необходимости уточнения полученного приближенного решения принятые в ходе анализа колебаний физического маятника упрощения могут быть сняты, что потребует отдельного рассмотрения поставленной задачи.

#### Библиографический список

1. Тагг С.М. Краткий курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1986. 416 с.

Я.В. Хусаинов (Самарский государственный технический университет, филиал в г. Сызрани)

## Восстановление изношенных деталей машин напылением\*

*Рассмотрена последовательность восстановления колонн литейной машины методом напыления. Указаны применяемые материалы и рабочие режимы.*

*Discussing sequence of restoring injection-molding machine column with sputtering method.*

**Ключевые слова:** восстановление напылением, износ.

**Keywords:** spray reclamation, wear-out.

Восстановление изношенных деталей машин и возвращение им высоких эксплуатационных свойств, постепенно утерянных во время работы вследствие износа, является важной проблемой ремонтной техники и технологии. Освоение технологии получения покрытий распыленными материалами дает возможность использовать различные металлы, сплавы и псевдосплавы, нанося их на поверхность деталей из различных материалов для уменьшения износа, защиты от коррозии, а также для восстановления размеров, получения антифрикционных свойств и т.п.

Восстановлению металлизацией напылением можно подвергать любые детали машин, не испытывающие во время работы сосредоточенных ударов.

Для экспериментальных исследований по восстановлению изношенных деталей производственного оборудования ОАО "Пластик" были выбраны колонна литейной машины "КуASI-160", вал редуктора "Intermix R-f" и другие детали. Были проведены экспериментальные исследования по определению прочности сцепления покрытия с основанием детали по методу среза – одного из основных критериев, позволяющих определять область применения и эксплуатационные характеристики покрытия.

Для восстановления геометрических размеров деталей были определены режимы напыления при электродуговом и газотермическом методах

\*Материалы конференции "Технологическое обеспечение качества машин и приборов". Пенза, 2004.

с использованием металллизаторов ЭМ-10А и "METCO-10E". Металлизаторы закреплялись на резцедержателе универсального токарно-винторезного станка модели 163, а детали устанавливались в трехкулачковом патроне с использованием заднего центра.

Для восстановления указанных деталей использовались следующие материалы: сварочная проволока марки Св.08Г2С Ø 1,2 мм для металллизатора ЭМ-10А, порошковая проволока "METCO-405", "Sprabronze-TM" для металллизатора "METCO-10E" Ø 3,17 мм.

Технологический процесс восстановления изношенных колонн литейной машины "КуASI-160" включал следующие этапы.

### Подготовка изношенной поверхности

После очистки колонн загрязнений и измерения было установлено, что диаметральный износ составляет 0,8 мм. Результаты экспериментальных исследований показали, что для получения прочного сцепления покрытия с основанием и его хорошей работоспособности после окончательной обработки необходимо иметь слой не менее 1 мм. Исходя из этого требования, диаметр колонны после обточки на станке должен составлять 79,5 h9 (окончательный диаметр колонны Ø 82h6). При обтачивании режимы выбирались таким образом, чтобы поверхность для напыления имела большую шероховатость.

### Нанесение покрытия

Режимы напыления: давление сжатого воздуха – 0,5 МПа (обеспечивается воздушным редуктором); напряжение постоянного тока – 30 В (сварочный генератор типа ПСО-500, оборудованный балластным реостатом для снижения напряжения до 30 В); скорость подачи проволоки – 1 м/мин; диаметр проволоки марки Св.08Г2С – 1,2 мм; продольная подача металллизатора – 1,6 мм/об; частота вращения шпинделя – 45 об/мин; расстояние от очага плавления проволоки до поверхности колонны – 80 мм; толщина наносимого слоя на сторону за один проход аппарата – 0,15 мм.



С учетом припуска на механическую обработку, напыление проводилось до размера  $\varnothing 83,3$  мм (до 30 проходов). В процессе напыления особое внимание следует обратить на тот факт, что при изменении направления прохода металлизатора на торцовых (конечных) участках напыляемого вала могут образоваться "усы". Тогда процесс напыления прекращают, "усы" срезают резцом; за это время напыленная поверхность охлаждается.

#### **Механическая обработка колонны после нанесения покрытия**

Колонну подвергают токарной обработке и шлифованию до номинального размера  $\varnothing 82$  h6. При токарной обработке использовали пластинки из ВК8. При шлифовании следует применять круги корундовые на мягкой основе. При этом следует использовать обильное охлаждение маслом. Этим достигают накопление масла в парах покрытия, смазки в условиях эксплуатации (пара скольжения).

Технологический процесс восстановления деталей с аппаратом "МЕТСО-10Е" состоит также из трех этапов: подготовка поверхности; напыление; последующая механическая обработка.

Отличительной особенностью здесь является то, что при подготовке основы под напыление при наличии проволок из молибдена или "МЕТСО-405" достаточным является тщательная очистка и устранение погрешностей формы, связанных с износом. Создание большей шероховатости является необязательным – материалы в силу специфических свойств хорошо сцепляются с основой, когда последние имеют блестящую (зеркальную) поверхность.

Химический анализ порошковой проволоки "МЕТСО-405" показал, что металлическая оболочка содержит 18 % Ni, 82 % Al, остальное – примеси. Сердцевина в виде порошка содержит 90 % Ni,

остальное – примеси в малом количестве, включая и Al. При напылении этого материала происходит изотермическая реакция с частичной микросваркой с основанием. Вследствие такой реакции образуется слой из NiAl и Ni<sub>3</sub>Al, который создает достаточную шероховатость поверхности для напыления последующего слоя из стальной или бронзовой проволоки. Следует отметить, что эта проволока по сравнению с молибденом, по утверждению фирмы "МЕТСО", намного дешевле, легче, надежнее и ее прочность сцепления с основой выше на 50 %. Исследования показали, что при использовании единственного покрытия на примере восстановления вала редуктора "Intermix K-4" эта проволока дает твердость порядка 50 HRC.

Режимы напыления: расстояние от воздушного колпачка до поверхности заготовок – 120 мм, скорость подачи проволоки – 0,5 м/мин, плавление проволоки осуществляется внутри воздушного колпачка на расстоянии от наружного торца – 1,5 мм, давление кислорода – 0,315 МПа, давление пропана – 0,315 МПа, давление воздуха – 0,455 МПа, окружная скорость заготовки – 15...30 м/мин.

Последующей механической обработкой – шлифованием – размеры колонн доводят до номинальных.

Кроме того, на ОАО "Тяжмаш" были проведены работы по защите от коррозии рабочего колеса турбины ПЛ-40-В-430 Нижне-Териберской ГЭС напылением порошковыми проволоками "МЕТСО-405" (основа) и Al, работающей в условиях открытой морской воды. По условиям эксплуатации напыленный участок турбины не подвергался последующей механической обработке.

Наблюдения в течение трех лет показали, что износостойкость восстановленных деталей повысилась в 2,5–3,5 раза, а затраты на восстановление не превышают 15...20 % стоимости новых.



### **Книги издательства "Машиностроение"**

**Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин.**

Конспект лекций по курсу "Детали машин". 3-е изд. перераб. и доп. – 440 с.

Цена с НДС 363 руб.

**Телефоны: (495) 269-66-00, 269-52-98. Факс (495) 269-48-97 (круглосуточно)**

**Http://www.mashin.ru. E-mail: realiz@mashin.ru**



**В.С. Квагинидзе, В.Б. Корецкий** (Технический институт,  
филиал Якутского государственного университета, г. Нерюнгри)

## Основные методы восстановления металлоконструкций большегрузных карьерных автосамосвалов, эксплуатируемых в условиях Севера\*

*Рассмотрены методы ремонта трещин в рамах  
большегрузных карьерных самосвалов.*

*Discussing crack in dump trucks underframes  
repairing method.*

**Ключевые слова:** ремонт, металлоконструкция, сварка.

**Keywords:** repair, metalware, welding.

При эксплуатации горного и горно-транспортного оборудования в условиях низких температур до 40 % отказов механического оборудования составляют разрушения металлоконструкций. Опыт их восстановления на ОАО ХК "Якутуголь" позволил разработать несколько вариантов восстановления рам большегрузных карьерных автосамосвалов. Ремонт рам проводят следующими методами:

- ◆ заварка трещины;
- ◆ установка дополнительных усиливающих фигурных пластин и накладок;
- ◆ удаление части листа с дефектом и замена ее на новую.

Окончательный выбор метода зависит от вида повреждения, места его расположения и результатов промышленных испытаний.

Заварку трещины (рис. 1) осуществляют в следующем порядке.

- Ремонтный участок нагревают до температуры 100 °С.
- Разделяют края трещины в соответствии с рис. 1. Максимальная толщина слоя, снимаемого за один проход, не должна превышать 5 мм. Разделку трещины производят от ее конца к началу. Конец трещины должен иметь плавный переход на основной металл.
- Зачищают кромки шлифмашиной до металлического блеска.

- Подогревают ремонтируемый участок до температуры 150 °С.

- При трещине длиной более 500 мм ее делят на два равных участка и сваривают обратноступенчатым способом. После заварки верхнего листа заваривают боковой лист. В процессе сварки поддерживают температуру подогрева. Швы должны иметь плавные переходы на основной металл.

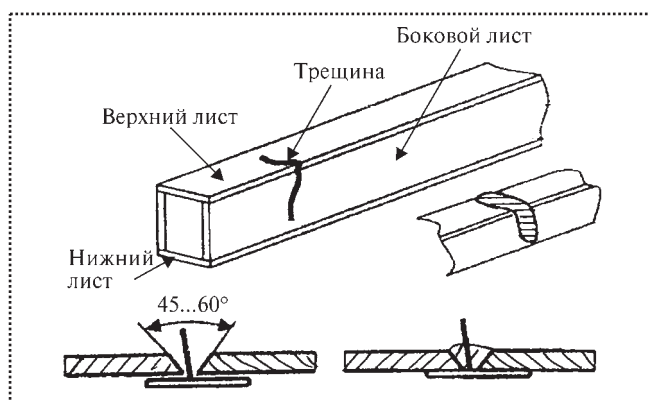
- После окончания сварки подогревают отремонтированный участок до температуры 150 °С, накрыв его войлоком, и дают медленно остыть.

- После охлаждения ремонтируемого участка швы на верхнем и боковом листах зачищают заподлицо с основным металлом.

Если нет доступа к обратной стороне шва, ставят накладку. Зазор между кромками составляет 5...8 мм.

Установку накладок на продольные лонжероны рам в районе топливного бака и П-образной стойки (рис. 2) проводят в следующей последовательности:

- разделяют и заваривают трещины;
- изготавливают пластину усиления; поверхности накладок не должны иметь острых кромок, царапин, рытвин и других дефектов;



**Рис. 1.** Заварка трещины верхнего и бокового (внутреннего) листов лонжерона рамы

\*Материалы конференции "Технологическое обеспечение качества машин и приборов". Пенза, 2004.

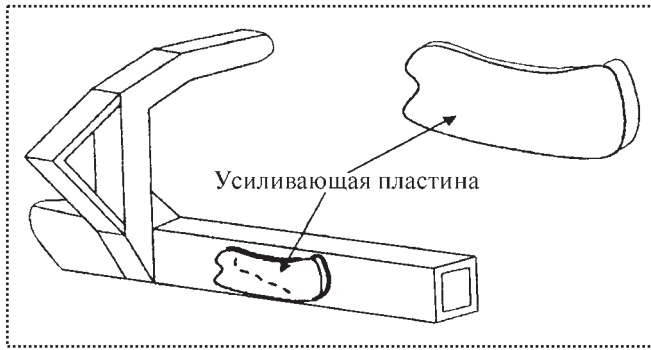


Рис. 2. Установка дополнительных усиливающих пластин

■ устанавливают накладку на место и плотно прижимают с помощью струбцин к боковому листу лонжерона;

- подогревают место сварки до 150 °С;
- приваривают накладку по контуру.

Опыт показывает, что накладки не решают вопросов надежности работы металлоконструкций. Конструктивные недоработки желательно устранять во время крупных ремонтов. Этого можно добиться сократив технологические окна и отверстия, изменив толщину или марку металла, подобрав другие сварочные материалы.

Удаление части листа с дефектом (трещиной) и замена ее на новую (рис. 3) рекомендуют в случае, когда неоднократная сварка трещины не дает результата или имеется дефект рамы в виде разрыва.

Эту операцию проводят в следующей последовательности:

- ◆ подогревают ремонтируемый участок до 100 °С;
- ◆ вырезают дефектный участок рамы;
- ◆ по шаблону изготавливают пластину;

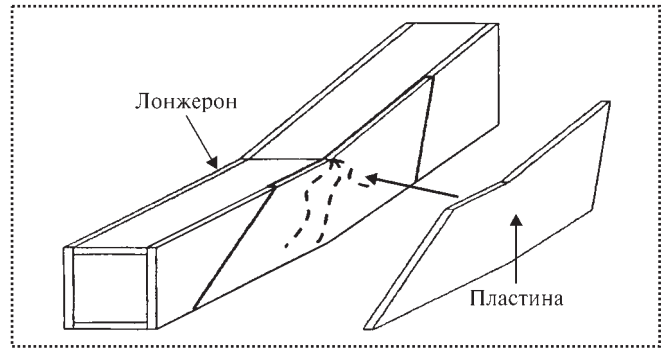


Рис. 3. Удаление части листа с дефектом (трещиной) и замена ее на новую

- ◆ подготавливают кромки пластины и листа на раме под сварку;
- ◆ делают роспуски на боковом листе;
- ◆ зачищают до металлического блеска;
- ◆ устанавливают пластину на место с одинаковым зазором по контуру и прихватывают;
- ◆ подогревают место сварки до 150 °С;
- ◆ приваривают пластину;
- ◆ после окончания сварки нагревают весь ремонтируемый участок до 150 °С, укрывают его и дают медленно остыть;
- ◆ швы на листе зачищают заподлицо.

### Вывод

Применение вышеприведенных методов восстановления рам позволяет значительно повысить качество ремонтных работ и снизить количество unplanned repairs of heavy-duty open-pit haul trucks.

## Уважаемые читатели!

**Не забудьте подписаться на журнал  
"Сборка в машиностроении, приборостроении".  
Журнал входит в перечень изданий, утвержденных ВАК РФ  
для публикаций трудов соискателей ученых степеней.**

**Журнал выходит ежемесячно и распространяется только по подписке**

### ПОДПИСНЫЕ ИНДЕКСЫ ЖУРНАЛА:

- 79748 – по каталогу "Роспечать"
- 84967 – по каталогу "Пресса России"
- 60257 – по каталогу "Почта России"



## Техническое обслуживание оборудования. Продолжение\*

*Перечислены типовые объемы работ по техническому обслуживанию и ремонтам энергетического оборудования и сетей. Приведены данные по нормам трудоемкости ремонтов, простоя, продолжительности ремонтного цикла и межремонтного периода.*

### 8. Ремонт кондиционеров

#### Типовая номенклатура работ по видам ремонта.

#### Ремонт центральных систем кондиционирования воздуха

##### Текущий ремонт

При текущем ремонте предусматривают следующий объем ремонтных работ:

- наружный осмотр системы, очистка от пыли и грязи;
- предремонтные испытания системы;
- проверка состояния и исправление искривлений;
- замена проржавевших мест секций и камер;
- проверка плотности всех фланцевых соединений и креплений;
- проверка состояния и ремонт поворотных лопаток и систем рычагов секций — клапанов;
- промывка, ремонт и наладка приводов (электрических или пневматических) камер и секций;
- проверка загрязнений пластин и секций, промывка водой;
- проверка состояния трубок, заварка или смена трубок секций подогрева;
- проверка загрязнений и очистка сеток;
- проверка и при необходимости замена подшипников валиков, натяжных винтов;
- проверка и очистка уравнильного бака для воды;
- проверка и ремонт шарового наполнительного клапана, сетчатого фильтра;
- проверка и ремонт труб, коллекторов и форсунок для распыления воды промывных (оросительных) камер;
- проверка и ремонт вентиляционной установки;
- проверка и ремонт подставок и креплений;

\*Начало см. журнал "Сборка в машиностроении, приборостроении" № 4, 5, 7, 2008 г.

- регулировка и наладка системы;
- контроль качества ремонта;
- послеремонтные испытания системы;
- окраска.

#### Капитальный ремонт

При капитальном ремонте предусматривают следующий объем ремонтных работ:

- ◆ все операции текущего ремонта;
- ◆ демонтаж системы;
- ◆ составление дефектной ведомости;
- ◆ ремонт или замена отдельных секций, камер, вентиляционной установки;
- ◆ ремонт системы ручного или автоматического управления;
- ◆ сборка системы;
- ◆ регулировка и наладка системы после ремонта;
- ◆ контроль качества ремонта;
- ◆ послеремонтные испытания системы;
- ◆ окраска.

**П р и м е ч а н и е.** При капитальном ремонте допускается замена секций, камер, вентиляторных установок на более совершенные или большей производительности.

#### Ремонт местных кондиционеров воздуха

##### Текущий ремонт

В объем текущего ремонта входят следующие работы:

- наружный осмотр кондиционера, очистка от пыли и грязи;
- предремонтные испытания системы;
- снятие и при необходимости ремонт панелей и коробок жалюзи;
- разборка кондиционера, осмотр, чистка, проверка и при необходимости ремонт:
  - компрессорно-конденсаторного агрегата;
  - электрокалорифера;
  - насоса, воздухоохладителя, влагосборника;
  - калорифера (неавтономных кондиционеров);
  - вентилятора масляного фильтра;
  - трубопроводов, арматуры, приводов, системы автоматики.
- сборка, регулировка, наладка;
- контроль качества ремонта;
- послеремонтные испытания системы;
- окраска.



### Капитальный ремонт

В объем капитальных работ входят следующие работы:

- ◆ все операции текущего ремонта;
- ◆ замена отдельных деталей, узлов и агрегатов вентиляционной установки;
- ◆ перемонтаж системы управления;

- ◆ сборка системы;
- ◆ контроль качества ремонта;
- ◆ послеремонтные испытания системы;
- ◆ окраска.

Продолжительность ремонтных циклов, межремонтных периодов, нормы трудоемкости ремонта кондиционеров приведены в табл. 16, 17, 18.

### 16. Продолжительность ремонтных циклов и межремонтных периодов

Оборудование	Продолжительность ремонтного цикла, мес.	Продолжительность межремонтного периода, мес.	Количество текущих ремонтов в ремонтном цикле
Центральная система кондиционирования воздуха	96	8	11
Кондиционеры местные:			
автономные	72	—"	8
неавтономные	96	—"	11

### 17. Нормы трудоемкости ремонта кондиционеров. Центральные кондиционеры

Оборудование	Норма трудоемкости ремонта оборудования для центральных кондиционеров с производительностью по воздуху, тыс. м <sup>3</sup> /ч																	
	текущий ремонт, чел.-ч									капитальный ремонт, чел.-ч								
	10	20	40	60	80	120	160	200	240	10	20	40	60	80	120	160	200	240
Секции оросительных камер:																		
двухрядные	48	64	78,4	96,0	115,2	134,4	155,2	176	192	120	160	196	240	288	336	388	440	480
трехрядные	64	73,6	91,2	108,8	128,0	144	168,0	188,8	208	160	184	228	272	320	360	420	472	520
Фильтры масляные самоочищающиеся:																		
однопанельные	32	36,8	48,0	—	—	—	—	—	—	80	92	120	—	—	—	—	—	—
двухпанельные	—	—	56,0	64	67,2	70,4	73,6	80	—	—	—	140	160	168	176	184	220	—
трехпанельные	—	—	—	—	—	—	75,2	92,8	112	—	—	—	—	—	—	188	232	280
Секции подогрева с обводным каналом:																		
однорядные	12,8	16,0	19,2	27,2	28,8	33,6	—	—	—	32	40	48	68	72	84	—	—	—





Окончание табл. 17

Оборудование	Норма трудоемкости ремонта оборудования для центральных кондиционеров с производительностью по воздуху, тыс. м <sup>3</sup> /ч																	
	текущий ремонт, чел.-ч									капитальный ремонт, чел.-ч								
	10	20	40	60	80	120	160	200	240	10	20	40	60	80	120	160	200	240
двухрядные	16,0	19,2	22,4	27,2	33,6	46,4	—	—	—	40	48	56	68	84	116	—	—	—
трехрядные	20,8	24,0	24,0	33,6	41,6	56,0	—	—	—	52	60	60	84	104	140	—	—	—
без обводного канала:																		
однорядные	—	—	—	—	—	—	41,6	56	67,2	—	—	—	—	—	—	104	140	168
двухрядные	—	—	—	—	—	—	56,0	64	75,2	—	—	—	—	—	—	140	160	188
Воздухоохладители поверхностные:																		
орошаемые	—	—	88,0	120	144	—	—	—	—	—	—	220	300	360	—	—	—	—
неорошаемые	—	—	48,0	72	88	—	—	—	—	—	—	120	180	220	—	—	—	—
Клапаны приемные утепленные	11,2	14,4	32	40	48	52,8	60,8	64	80	28	36	80	100	120	132	152	160	200
Клапаны двоянные секционные	6,4	12,8	27,2	35,2	40	48	56,0	60,8	72	16	32	68	88	100	120	140	152	180
Клапаны смесительные	6,4	11,2	24,0	25,6	30,4	35,2	44,8	59,2	67,2	16	28	60	64	76	88	112	148	168
Клапаны проходные	2,4	4,8	5,6	8,0	11,2	16,0	20,8	25,6	30,4	6	12	14	20	28	40	52	64	70
Камеры промежуточные	6,4	8,0	9,6	11,2	12,8	16,0	—	—	—	16	20	24	28	32	40	—	—	—
Камеры смесительные	6,4	8,0	9,6	12,8	16,0	20,8	—	—	—	16	20	24	32	40	52	—	—	—
Камеры распределительные	6,4	7,2	9,6	11,2	12,8	19,2	—	—	—	16	18	24	28	32	48	—	—	—
Секции поворотные	4,8	5,6	6,4	8,0	9,6	11,2	—	—	—	12	14	16	20	24	28	—	—	—
Секции переходные к вентилятору	4,8	5,6	8,0	9,6	12,8	16,0	—	—	—	12	14	20	24	32	40	—	—	—
Направляющие аппараты	1,6	2,4	3,2	4,8	6,4	9,6	—	—	—	4	6	8	12	16	24	—	—	—

**18. Местные кондиционеры**

Наименование	Тип, марка	Производительность по воздуху, м <sup>3</sup> /ч	Холодопроизводительность, ккал/час	Норма трудоемкости ремонта оборудования, чел.-ч	
				текущий ремонт	капитальный ремонт
Неавтономные	КНС-0,3	300	—	96	240
	КНС-3,5	500	—	104	260
	КНС-1	900	—	120	300
Неавтономные вертикальные	КН-1,5 (КД-54)	1200	8000	144	360
	КН-1,5 (КДМ-51)	1500	10 000	144	360
	КН-3П (КДМ-51)	2500	1600	192	480
	КН-3 (КДМ-51)	3000	22 000	192	480
	КН-5П (КДМ-45)	5000	30 000	208	520
	КН-7,5 (КДМ-52)	6500	45 000	208	520
	КН-7,5 (КДМ-52)	7500	50 000	240	600
	КН-10 (КДЦ-11)	10 000	70 000	256	640
	КН-15 (КДЦ-15)	15 000	100 000	280	700
КН-20 (КДЦ-20)	20 000	140 000	288	720	
Многозональные подвесные	КНМ-2,5	2500	15 000	192	480
	КНМ-5	5000	28 000	208	520
Двухступенчатые испарительного охлаждения	КДИ-1,5	2500	7500	192	480
	КДИ-2,5	4000	13 000	208	520
Эжекционные	КНЭ-0,5	500	350	104	260
Кондиционер-доводчик	КА-6	1700	—	144	360
	КП-6	3400	—	192	480
Автономные	КС-5	1070	—	152	380
Кондиционер автономный промышленный	КСИ-12А	3000	12 000	200	500
	1КС-12	2400	12 000	192	480
	КС-18	3800	18 000	308	520
	КС-25	5000	25 000	240	600
	КС-35	7000	35 000	256	640
	КС-50	10 000	50 000	264	660
Кондиционер автономный крановый	СКК-2ПР	500	2000	104	260
	СКК-1ПР	1400	4500	160	400
	СКК-1ПС	1400	4500	160	400

**Библиографический список**

1. Справочник механика. Нижний Новгород: Изд-во "Вента-2", 2001.

(Продолжение следует.)

# В ПОМОЩЬ КОНСТРУКТОРУ, ТЕХНОЛОГУ

В.Н. Штенников, канд. техн. наук (ФГУП УЭМЗ)

## Опыт ФГУП УЭМЗ по пайке электронных приборов в контексте международных стандартов IPC

*Приведены предложения по корректировке отдельных положений международных стандартов IPC в области пайки электронных приборов, разработанные на основе опыта исследований, выполненных на федеральном государственном унитарном предприятии Уральский электромеханический завод (ФГУП УЭМЗ) и других предприятиях отрасли.*

*In clause offers on specification of some recommendations of international standards IPC which standards can be used for development branch are resulted. In the beginning the name of the standard and corresponding endurance from it, and then – the offer or the remark are resulted.*

**Ключевые слова:** пайка, компонент, нагрев, припой, флюс, печатная плата, паяльник.

**Keywords:** the soldering, a component, heating, solder, a flux, the printed-circuit-board, a soldering iron.

В ряде нормативных документов приводятся указания, которые были уточнены специалистами ФГУП УЭМЗ. В статье указаны названия документов и выдержки из некоторых разделов. Следом приведены результаты работ.

### IPC/EIA J-STD-001D

#### "Общий промышленный стандарт. Требования к паяным электрическим и электронным сборкам (модулям)"

**4.9.1. Предварительный нагрев.** "Если пайка производится не вручную, то сборки следует предварительно нагревать, чтобы уменьшалось наличие летучих растворителей перед воздействием расплавленного припоя и ослаблен был тепловой удар для плат и компонентов, улучшено растекание припоя и уменьшалось время выдержки под припоем".

Предварительный нагрев сборки целесообразно рекомендовать и при выполнении ручной пайки, если пайка выполняется на многослойную печатную плату со сквозными металлизированными отверстиями, а с обратной стороны имеется широкий

печатный проводник или другой элемент, отводящий тепло [1].

**4.10. Теплоотводы.** "При ручной пайке термочувствительных компонентов к выводу элемента между зоной пайки и корпусом компонента должен быть прикреплен термический шунт или теплоотвод для уменьшения нагрева компонента".

Наши исследования позволяют дать следующие практические рекомендации по повышению эффективности теплоотвода при выполнении ступенчатой пайки и для пайки термочувствительных компонентов:

- необходимо увеличивать расстояние между пайками для ступенчатой пайки и между паяным соединением и корпусом – для термочувствительных компонентов;
- возможно применять штырьковые контакты (выводы), например, из стальной луженой проволоки или из ковара вместо медной проволоки. При этом за счет снижения коэффициента температуропроводности выполнение второго паяного соединения возможно на расстоянии в несколько раз меньшем, чем при использовании медного вывода;
- необходимо сокращать время пайки за счет предварительного лужения при типовых режимах. Таким образом, обеспечивают образование требуемого диффузионного слоя и, следовательно, прочность паяного соединения;
- необходимо обеспечивать максимальную площадь фактического контакта теплоотвода с выводом, например, путем введения жидкого или мягкого металла или флюса; использовать теплоотвод с максимальной площадью поперечного сечения "губок";
- теплоотвод должен быть максимально приближен к первому паяному соединению для ступенчатой пайки и к корпусу элемента – для термочувствительного компонента; размещение теплоотвода у второго паяного соединения приведет к необходимости поднять температуру холостого хода и (или) диаметр паяльного стержня, чтобы сохранить температуру пайки и снизить эффективность теплоотвода [1, 2].

**IPC-HDBK-001****"Справочник и руководство  
в дополнение к J-STD-001D"****3.8.2. Профиль температур при ручной пайке.**

"На рисунке показано изменение температуры во время пайки. Разница между наименьшей температурой во время пайки и температурой восстановления (наибольшей температурой после пайки) определяется как температурный интервал. Целью при оптимальном выборе инструмента для пайки является соответствие его температурного интервала техническим требованиям".

Во-первых, на рисунке (пунктирная линия) приведена температура непаяющего конца, а температура паяльного стержня на некотором удалении от него [1–4].

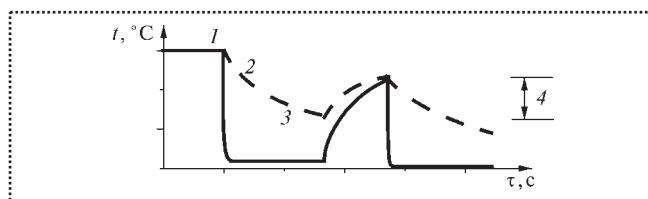
Во-вторых, введение понятия "температурный интервал" некорректно. В действительности температура пайки на границе контакта луженого паяльного стержня, выполненного из однородного материала с хорошо смачиваемым и флюсованным паяным соединением, устанавливается в течение менее 0,1 с после соприкосновения и в первом приближении остается постоянной в течение всего времени контакта (сплошная линия на рисунке).

**3.8.3. Паяльники постоянной мощности.** "Этот тип паяльника обычно используют при пайке к каркасам, экранам ВЧ, трансформаторам и в других случаях с высокой температурной массой, когда требуется интенсивный нагрев. Получаемая температура будет меняться в зависимости от мощности и заложенной конструкции паяльника".

Если паяльный стержень достаточно длинный, температура пайки при выполнении одного паяного соединения не зависит от наличия терморегулятора мощности, теплоемкости и тепловых условий контакта паяльного стержня с корпусом паяльника: медный паяльный стержень постоянного диаметра должен быть длиннее 2,5 см при времени пайки менее 2,5 с.

Температура пайки в таком случае зависит только от температуры холостого хода (температуры паяющего конца паяльного стержня во время пауз между пайками), соотношения диаметров паяльного стержня и паяемого провода, коэффициентов теплопроводности и удельной теплоемкости материалов стержня и провода [1, 5–7].

**3.8.4. Паяльники с регулировкой температуры.** "Регулирование температуры позволяет поддержи-

**Изменение температуры  $t$  во время  $\tau$  пайки:**

— — — данные по IPC; — — — данные ФГУП УЭМЗ; 1 — температура между пайками; 2 — температура обтирания губчатым материалом; 3 — температура пайки; 4 — температура восстановления

вать температуру между пайками в жестком допуске (согласно существующим нормам этого Стандарта —  $\pm 5$  °C) и дает возможность оперативно реагировать на изменения в требованиях по тепловой нагрузке во время пайки".

В ходе исследовательских работ установлено, что температура паяющего конца короткого паяльного стержня (температура пайки), имеющего термостабилизированный непаяющий конец (терморегулятор), во время контакта с типичным паяным соединением (проводом) растет в течение всего времени пайки. Увеличение температуры пайки тем больше, чем короче паяльный стержень и больше коэффициент теплопроводности материала паяльного стержня [5–7].

**3.8.5.3. Цифровой отсчет.** "Хотя цифровые индикаторы отображают температуру температурного датчика, они могут неточно отображать температуру наконечника. Указываемая температура может быть экстраполирована или может быть установлено отношение к температуре наконечника".

Перепад температуры по длине паяльного стержня пропорционален квадрату длины паяльного стержня постоянного диаметра, температуре холостого хода, коэффициенту теплообмена между паяльным стержнем и воздухом, обратно пропорционален коэффициенту теплопроводности материала паяльного стержня и величине его диаметра [3, 8, 9].

**3.8.6.1. Материалы наконечника.** "Без ухода за наконечником, без очистки и обслуживания будут проблемы с его окислением. При использовании наконечников с железным покрытием лучше выполнять операции лужения с малосодержащим олово припоем (менее 10 %). Также имеются медные наконечники с покрытием из коррозионно-стойкой стали. Наконечники из коррозионно-стойкой стали обычно дольше служат, не вмерзают



в паяльник, их легче бывает сменить, но их недостатком является слабая теплопроизводительность".

Лужение паяльных стержней следует выполнять тем припоем, которым будет выполняться монтажная пайка. Нарушение этого требования может привести к негативным последствиям из-за нерегламентированного уменьшения механической и термической прочности паяных соединений с образованием неэвтектических сплавов произвольного состава.

При низкотемпературной пайке взаимодействие железа с оловом приводит к образованию несмачивающегося интерметаллида. Нами разработано защитное покрытие, обладающее всеми достоинствами зарубежных аналогов и легко смачиваемое оловосодержащим припоем в течение всего срока эксплуатации стержня.

По нашим данным, защитное покрытие уменьшает температуру пайки тем существеннее, чем меньше время пайки, меньше коэффициент теплопроводности материала защитного покрытия, чем толще это покрытие. Так, при времени пайки 1 с и толщине железного покрытия 0,13 мм, а никелевого – 0,18 мм снижение температуры паяющего конца стержня во время пайки по нашим данным составляет 105 % по отношению к чисто медному стержню [4].

**3.8.6.2.1. Форма и тип наконечника.** "Для наименьшей затраты времени используйте самый широкий хвостовик для пайки с наибольшей площадью соприкосновения между луженой поверхностью и контактом".

Действительно, необходимо увеличивать фактическую площадь контакта паяльного стержня с паяным соединением. Для этого можно использовать хорошо луженый паяльный стержень, обладающий хорошей смачиваемостью соединяемых деталей и флюса между стержнем и паяным соединением.

Для обеспечения контакта с труднодоступными паяными соединениями часто используют заточку паяльного стержня постоянного диаметра под углом 30...45 град., которая снижает температуру пайки тем больше, чем она острее и чем меньше время пайки [1].

**3.8.6.2.4. Теплоемкость и масса.** "Когда наконечник паяльника прислонен к соединению, температура с обеих сторон контакта выравнивается. Для уменьшения времени выдержки температуру наконечника надо устанавливать гораздо выше темпе-

ратуры плавления припоя, чтобы обеспечить быструю передачу соединению тепловой энергии.

Достаточное повышение исходной температуры паяльника в целях противостояния падению температуры наконечника и поддержки достаточной интенсивности теплопередачи может вызвать температурное разрушение, которое при более низких температурах не происходит. Чтобы можно было паять при меньших температурах, потенциальную теплоемкость наконечника повышают увеличением всей его массы, что вызывает увеличение передаваемой тепловой энергии с наконечника на соединение. Это дополнительное повышение уменьшает падение температуры наконечника и поддерживает большую разницу температур наконечника и соединения, делая теплопередачу максимально быстрой".

Теплоемкость паяльного инструмента (стержня) имеет значение только для случая выполнения многократной пайки паяльным инструментом без терморегулятора и влияет на скорость его охлаждения, а не на значение температуры. Установившаяся средняя температура паяльного инструмента без терморегулятора тем меньше, чем меньше его мощность по отношению к теплопоглощению при многократной пайке [8–10].

### IPC-FA-251

#### "Руководство по монтажу на одно- и двусторонних гибких печатных схемах (ГПС)"

**5.2. Пайка вручную.** "Желательно прикладывать жало не более 2 с для предотвращения любого термического повреждения ГПС (такого, как образование пузырьков / расслаивание) при рекомендуемой температуре жала (315...345) °С".

Для выполнения паяных соединений на печатных платах припоем ПОС63 указанные температуры чрезмерно высокие.

Уменьшение времени пайки уменьшит нагрев удаленных от паяльного стержня участков паяного соединения, например, снизит температуру пайки со стороны, противоположной подаче припоя, но не уменьшит ее со стороны паяльного стержня [1].

**5.3.3. Предварительный нагрев.** "У предварительного нагрева ГПС есть несколько назначений:

- удалить сушкой быстро испаряющиеся растворители во флюсе;



- добиться оптимального уровня активности флюса;
- смягчить термический удар для ГПС и компонентов при подаче на волну припоя;
- уменьшить количество тепла, которое требуется от волны припоя для разогрева места соединения до температуры пайки;
- позволить использовать более высокие скорости пайки и уменьшить воздействие волны;
- уменьшить образование сосулек и перемычек".

Необходимо отметить также, что предварительный нагрев печатного узла уменьшает перепад температуры по глубине металлизированного отверстия, особенно в случаях:

- ◆ применения многослойных печатных плат со сквозными металлизированными отверстиями;
- ◆ при наличии широких печатных проводников на обратной стороне платы;
- ◆ при наличии других "теплоотводов" [1, 6].

#### 5.5.5. "Недостатки пайки в паровой фазе:

- фреон и флюс могут разложиться и образовать немного окиси;
- из-за конденсации перед оплавлением смывается флюс;
- из-за удаления флюса образуются шарики припоя;
- влага со сборок испаряется, вызывая расслаивание".

Необходимо отметить также опасность чрезмерно быстрого нагрева и, следовательно, невыполнения требований по профилю пайки, рекомендованному как стандартами IPC, так и производителями компонентов и паяльной пасты [10] .

#### 5.7.7. "Недостатки лазерной пайки:

- ◆ пайка лазером дороже, чем оплавление паровой или инфракрасной пайкой;

- ◆ требует точной ориентации элемента;
- ◆ паяные соединения образуются последовательно, а не одновременно".

Необходимо добавить, что малое время пайки может оказаться недостаточным для прогрева удаленных от места воздействия излучения участков паяного соединения [1, 5].

Аналогичные замечания относятся к **стандарту США IPS-SM-780 "Компоновка и межсоединения компонентов с акцентом на поверхностный монтаж"**.

#### Библиографический список

1. Штенников В.Н., Байдаков В.Г. Наука и производство. Повышение качества приборов автоматики // Компоненты и технологии. 2004. № 6. С. 192–194.
2. Штенников В.Н., Байдаков В.Г. Повышение надежности приборов и производительности оборудования для контактной пайки // Компоненты и технологии для публикации. 2004. № 7. С. 192–193.
3. Штенников В.Н., Ушаков С.М. Зависимость перепада температуры по длине паяльного стержня от его геометрических и теплофизических параметров // Сб. ВИМИ, сер. ИМ. 1985. Вып. 21. С. 8–12.
4. Влияние защитного покрытия на динамику температуры паяльного стержня при пайке // Организация производства и прогрессивная технология в приборостроении. 1985. № 6. С. 8–11.
5. Штенников В.Н. Расчет температуры стержня паяльника при пайке // Сб. ВИМИ, сер. МШ. 1986. Вып. 10. С. 18–22.
6. Штенников В.Н. Перспективы использования МПП с ОКП // Новые промышленные технологии. 2006. № 4. С. 9–10.
7. Штенников В.Н. Опыт предприятия по изучению разогрева паяльных стержней после пайки // Компоненты и технологии. 2005. № 5. С. 198–199.
8. Штенников В.Н. Тепловые характеристики современных паяльных станций // Компоненты и технологии. 2004. № 9. С. 180–182.
9. Штенников В.Н. КПД паяльного инструмента // Компоненты и технологии. 2005. № 1. С. 178–179.
10. Штенников В.Н. Форсированный разогрев паяльного инструмента // Компоненты и технологии. 2004. № 9. С. 198–199.

## Уважаемые читатели!

*Не забудьте подписаться на журнал*

**"Трение и смазка в машинах и механизмах".**

**Журнал входит в перечень изданий, утвержденных ВАК РФ для публикаций трудов соискателей ученых степеней.**

**Журнал выходит ежемесячно и распространяется только по подписке**

**ПОДПИСНЫЕ ИНДЕКСЫ ЖУРНАЛА:**

**20139 – по каталогу "Роспечать"**

**39039 – по каталогу "Пресса России"**

**60253 – по каталогу "Почта России"**

Я.А. Музыкант, канд. техн. наук (МГТУ СТАНКИН, г. Москва)

## Новые конструкции сборных фрез ISCAR и рекомендации по их применению\*

*Рассмотрены конструкции сборных фрез и видов сменных режущих пластин к ним. Приведены рекомендации по выбору режимов резания и обрабатываемых материалов.*

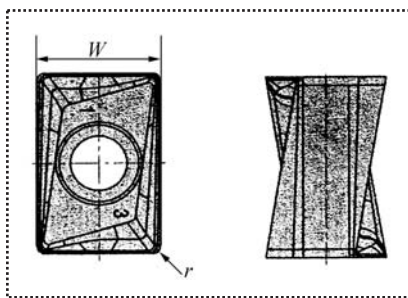
*Built-up milling cutter constructions and insert technology forms have been considered. Guidances for choice of cutting rates and work materials have been reductioned.*

**Ключевые слова:** сборная фреза, режущая пластина.

**Keywords:** interlocking side mill, cutter plate.

Фирма "HELMILL" представляет модернизированную конструкцию фрез для обработки прямых углов, уступов, плоскостей под шифром фирмы "HELIDO". Семейство "HELIDO" базируется на новой форме передней поверхности прямоугольной пластины H490 ANKX 170608 PNTR, которая имеет четыре спиральные праворежущие кромки, зачистную фаску и стандартный радиус скругления кромок  $R = 0,8$ .

Уникальная форма передней поверхности, положительный передний угол обеспечивают свободный сход стружки, снижение сил резания, устойчивую и надежную работу (рис. 1). Наклонное к оси фрезы гнездо под пластину в корпусе выполнено по типу "ласточкин хвост", что обеспечивает жесткое закрепление пластины винтом с конической головкой, точность и надежность базирования.



**Рис. 1. Двусторонняя пластина H490 ANKX 170608 PNTR:**  
 $W$  — толщина пластины;  $r$  — радиус скругления режущей кромки

Концевые сборные фрезы с числом зубьев  $z = 2, 3$  и  $4$  выпускаются диаметром  $32...50$  мм, торцовые насадные фрезы —  $40...160$  мм.

Торцовые фрезы диаметром от  $50$  мм изготавливают как с крупным шагом с числом зубьев  $z = 3, 4, 5, 7$  и  $8$ , так и с мелким угловым шагом с числом зубьев  $z = 4, 6, 7, 8, 10, 12$ . Фрезы предназначены для обработки углеродистых и легированных сталей, чугунов.

Чаще всего их применяют для фрезерования прямоугольных уступов глубиной до  $16$  мм, пазов, полуоткрытых и открытых поверхностей, а также по методу работы с осевой подачей с шагом до  $10$  мм.

Широкий выбор пластин из различных марок твердых сплавов (табл. 1) позволяет работать со средними и тяжелыми режимами резания: глубина резания  $t = 5,0...15,0$  мм, подачи  $s_z = 0,15...0,30$  мм/зуб (средние) и  $s_z = 0,20...0,40$  мм/зуб (тяжелые).

Для фрез ISCAR с главным углом в плане  $\phi = 45^\circ$  фирма изготавливает высокоэкономичную сменную пластину HELIDO S845 SXMU 1606 ADTR MM, имеющую восемь режущих кромок (рис. 2).

Утолщенная пластина обладает повышенной прочностью, а дополнительная зачистная фаска обеспечивает высокое качество обработанной поверхности. Жесткое закрепление пластины в гнезде корпуса фрезы выполнено также по типу "ласточ-

### 1. Рекомендуемые марки сплавов для обработки различных материалов фрезами HELIDO 490

Обрабатываемый материал	Марка сплава ISCAR					
	IC 928	IC 328	IC 4050	IC 4100	DT 7150	IC 910
Стали конструкционные легированные	+	+	+	-	-	+
Чугуны серые, ковкие	+	-	+	+	+	+
Коррозионно-стойкие стали	+	+	+	-	-	-
Жаропрочные стали	+	+	-	-	-	-

\*Обработка металлов. 2007. № 3(36).

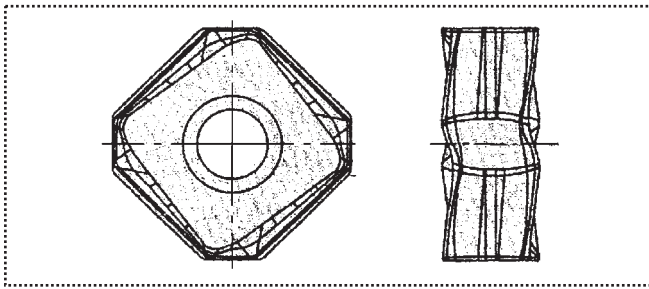


Рис. 2. Режущая пластина фрез HELIDO S845 SXMU

кин хвост", осуществляется винтом М5 с конической головкой.

Пластины изготавливают из различных марок твердого сплава для фрезерования широкого ассортимента материалов (табл. 2) со средними и большими значениями подач и глубин резания.

Пластины S845 более экономичны и производительны даже в сравнении с пластинами SEKT и SEKN ISCAR, которые также хорошо работают в этой нише металлообработки.

Семейство "HELIDO" обладает лучшими конструкторскими решениями из всей гаммы фрез группы "HELIMILL":

- спиральная режущая кромка;
- большие положительные углы;
- повышенные прочность, жесткость базирования, которые весьма полезны при тяжело нагруженном фрезеровании.

## 2. Рекомендуемые новые марки сплавов для фрезерования различных материалов торцовыми фрезами HELIDO S845

Обрабатываемый материал	Марка сплава ISCAR					
	IC 928	IC 4100	DT 7150	IC 910	IC 928	IC 328
Стали конструкционные легированные	+	+	-	±	+	+
Коррозионно-стойкие стали	+	-	-	-	+	+
Чугуны серые, ковкие	+	+	+	+	±	-
Алюминий и его сплавы	+	-	-	-	-	-
Жаропрочные сплавы	+	-	-	-	+	+
Закаленные стали с твердостью HRC ≤ 62	+	-	-	-	-	-

Фрезы отлично работают при подачах  $s = 0,20; 0,25$  и  $0,30$  мм/зуб (средние режимы) и при подачах  $s = 0,30; 0,35$  и  $0,50$  мм/зуб (тяжелые режимы) при глубинах резания соответственно до  $t \leq 7,5$  и  $3$  мм, т.е. меньшей величине подач соответствует большая глубина резания ( $s_z = 0,20$  мм/зуб,  $t \leq 7,0$  мм,  $s_z = 0,50$  мм/зуб,  $t = 3,0$  мм).

Торцовые насадные фрезы с углом в плане  $\phi = 45^\circ$  с крупным шагом выпускаются с диаметрами от 40 до 250 мм, высотой  $H = 63$  мм с числами зубьев  $z = 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12, 15$  максимальная глубина 45-градусного уступа равна 7 мм.

Совершенствование фрез для высокопроизводительной обработки с мелким шагом привело к созданию торцовых фрез типа F45 WG 16 MILL. Эта конструкция фрез с главным углом в плане  $45^\circ$  предназначена для работы с высокой скоростью подачи. Фреза оснащена восьмигранными пластинами, имеющими 16 режущих кромок. Пластина ONMU 080608-TN рекомендуется для серого и высокопрочного чугунов (рис. 3, а, б), пластина ONMU 080608-TN-MM – для фрезерования углеродистых и легированных сталей (рис. 3, а).

Эти стружколомы наиболее экономичны для фрезерования со средними, общими требованиями к результатам обработки. При более высоких требованиях к точности и качеству обработанной поверхности следует использовать шлифованные пластины. Пластины ONHU 080600-N-PL (рис. 3, б) выпускают с дополнительной положительной упрочняющей фаской, при этом сохраняя главную кромку острой. Это защищает ее от выкрашивания при обработке чугуна.

Для черного фрезерования или при работе с неоднородными поверхностями, имеющими вкрапления (литье), изготавливают пластину ONHU 080612-NL с отрицательной упрочняющей фаской  $f = 0,34$  мм.

При более высоких требованиях к точности изготовления деталей применяют зачистную (выглаживающую) пластину ONHU 080608-AN-W, которая устанавливается в обычном гнезде корпуса (рис. 3, в). Она выступает на 0,05 мм в осевом направлении по сравнению с остальными "рабочими" пластинами и имеет зачистную кромку шириной 7,0 мм. Это обеспечивает получение шероховатости обработанной поверхности  $Ra 0,4$ .

Если требуются более низкие значения  $Ra$  или подача на оборот превышает указанную величину, надо установить на фрезу две зачистные пластины, размещенные друг против друга (угол между ними



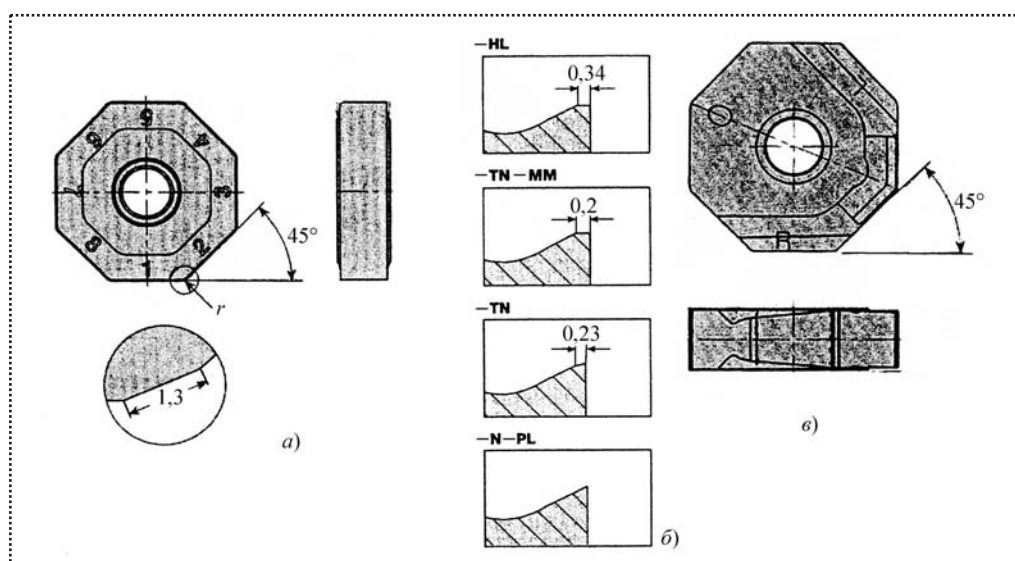


Рис. 3. Пластина фрезы 16 MILL:

*a* – вид в плане и сбоку, фаска; *б* – формы профилей режущих кромок пластин ONMU–HL; TN–MM; –TN; –N–PL; *в* – зачистная (выглаживающая) пластина Wiper в плане и сбоку

составит  $180^\circ$ ): на каждой зачистной пластине имеются две право- и две леворежущие кромки.

Клиновидная конструкция зажима пластины в гнезде корпуса, надежно и жестко фиксирует положение пластин, как в осевом так и радиальном направлениях. Крепление отличается простотой, быстротой и удобством при ее перепозиционировании, что необходимо при большом количестве пластин (зубьев), особенно для фрезы с мелким окружным шагом. Максимальная глубина резания при использовании всех 16 кромок составляет  $t_{16} = 5,5$  мм. Если потребитель сочтет возможным использовать только 8 вершин, то максимальная глубина составит  $t_8 = 13,0$  мм. Пластина имеет сквозное центральное отверстие для крепления винтом в случае применения корпусов с крупным шагом зубьев фрезы типа F45NM.

Фрезы выпускают диаметрами 80, 100, 125, 160, 200, 250 и 315 мм с мелким шагом. Высота фрез  $\varnothing 50$  мм  $H = 53$  мм;  $\varnothing 315$  мм  $H = 80$  мм; у остальных  $H = 63$  мм.

Зачистные пластины для стали и чугунов выпускают из твердого сплава IC 910 и IC 4100. Рекомендуемые режимы резания: подача на зуб  $s_z = 0,15; 0,20$  и  $0,25$  мм/зуб при глубине резания соответственно  $t = 5,5; 3,5$  и  $2,0$  мм.

При обычной, средней и тяжелой обработках выбор марок твердых сплавов дан в табл. 3.

Оригинальную гамму новых конструкций сборных концевых фрез MINITANG T490, пазовых MINI TANG SLOT ETS–D и торцовых TANG–MILL с пластиной LNMT 1506 PN–R–TS отличает тангенциальное расположение пластин в корпусе,

что гарантирует высокую надежность, стабильность и стойкость инструмента.

Концевые фрезы MINI TANG T490 оснащены вновь разработанной прямоугольной удлиненной формы пластиной T490 LNMX 0804–PN–R (рис. 4). Пластина имеет 4 спиральные режущие кромки, каждая длиной 8 мм. Небольшие размеры пластины, тангенциальное расположение в гнезде позволяют увеличить диаметр сердцевины корпуса по сравнению с традиционным размещением пластин в концевых сборных фрезах.

Наименьший диаметр концевой двузубой фрезы с пластиной T490 LNMX 0804–PN–P составляет 16 мм при общей длине 150 мм. Фрезы изготавливают

### 3. Рекомендации по выбору марок твердых сплавов для обработки различных материалов фрезами 16 MILL

Обрабатываемый материал	Марка твердого сплава						
	IC 908	IC 950	IC 910	IC 928	IC 328	IC 4050	IC 4100
Коррозионно-стойкая сталь	+	+	+	+	–	–	–
Чугуны	+	+	+	+		+	+
Жаропрочные сплавы	+	+	+	–	–	–	–
Закаленные стали HRC $\leq 62$	+	–	–	–	–	+	–
Конструкционные легированные стали	+	+	+	+	+	+	–

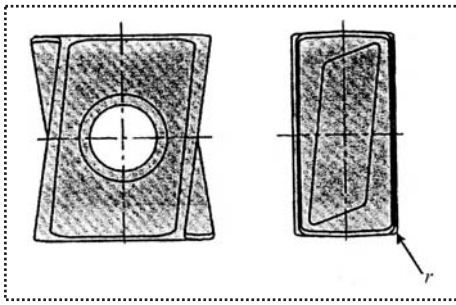


Рис. 4. Режущая пластина фрез MINITANG

диаметрами 16...40 мм, с числом зубьев 2, 3, 4, 5 и 6 и длиной до 200 мм. Для каждого диаметра фрезы возможны варианты исполнения с мелким и крупным угловым шагом. Все инструменты имеют отверстия для подачи СОТС. Концевыми фрезами обрабатывают уступы, при этом профиль стенки не искажается, когда фрезерование уступа большой глубины ведется пошагово. Спиральная режущая кромка и большое положительное значение переднего угла обеспечивают мягкое резание, низкую шероховатость поверхности.

Эти фрезы пригодны для работы и по методу осевой подачи. Выбор марок твердых сплавов приведен в табл. 4.

Для обработки узких пазов, канавок, прорезки ISC-AR создана принципиальная новая конструкция пластин LNET 082604 и фрез MINI TANG SLOT ETS D (рис. 5).

Пластина закрепляется тангенциально в пазы и зажимается винтом. Она имеет четыре режущие кромки. Передняя поверхность пластины имеет специальную конструкцию для формирования и свободного отвода стружки, что весьма важно в узком пространстве канавки или паза. Это уменьшает силы резания, резко снижает вибрации, что ведет к улучшению качества обработанной поверхности, повышению стойкости фрезы, стабильности, надежности ее работы. Инструменты имеют жесткие допуски на ширину обрабатываемого паза  $\pm 0,08$  мм.

Концевые фрезы MINITANG SLOT ETS D ISCAR выпускают с цельным корпусом (имеющим привычную для российского потребителя "грибковую форму") с отверстиями для подачи СОТС в зону резания каждой пластины. Рекомендуемые марки твердых сплавов даны в табл. 5.

В семействе тангенциальных торцовых фрез TANGMILL ISCAR создана уникальная режущая пластина с 4-зубчатой формой режущих кромок. Все разновидности режущих пластин, а их более 8 форморазмеров (в том числе из керамики), устанавливаются в одно и то же гнездо тангенциально и закрепляются винтом (рис. 6).

#### 4. Рекомендуемые марки твердых сплавов при обработке различных материалов фрезами MINITANG490

Обрабатываемый материал	Марка сплава ISCAR					
	IC 908	IC 4100	DT 7150	IC 910	DT 928	IC 328
Стали конструкционные легированные	+	-	+	±	+	-
Коррозионно-стойкая сталь	+	-	-	+	+	-
Чугун серый, ковкий	+	+	+	+	+	-
Жаропрочные сплавы	+	-	-	+	+	-
Закаленные стали с твердостью HRC ≤ 62	+	-	-	-	-	-

Пластина LNMT 1506 PN-R-TS с зубчатой режущей кромкой расщепляет сходящую стружку. Специальная для каждого вида пластины геометрическая форма передней поверхности уменьшает силы резания, что для инструментов с большим вылетом или при черновых и обдирочных операциях резко улучшает качество обработки, повышает стойкость, минимизирует возможность появления вибраций.

Пластинки выпускают с различными формами передней поверхности, в том числе для работ общего назначения, чистовых операций (выглаживающая пластина), обработки хрупких материалов в целях уменьшения их выкрашивания, обработки уступов под углом 90°, с острой режущей кромкой и положительным передним углом и позитивной передней поверхностью для пластинчатых материалов, из керамики IC 8 для фрезерования чугунов, с большими радиусами скругления режущих кромок.

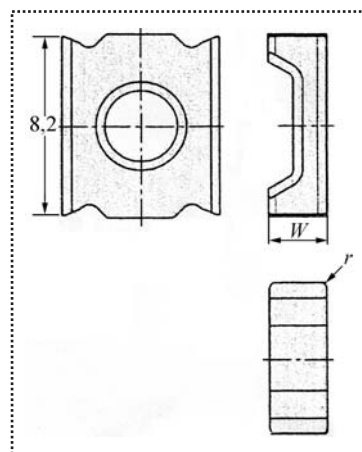


Рис. 5. Режущая пластина фрезы MINITANG SLOT



### 5. Рекомендуемые марки твердых сплавов для обработки различных материалов концевыми прорезными "грибковыми" фрезами MINITANG SLOT ETS D ISCAR

Обрабатываемый материал	Марка сплава ISCAR	
	IC 928	IC 910
Стали конструкционные легированные	+	-
Чугуны	+	+
Жаропрочные сплавы	+	-

Фрезы с пластинами LNMT 1506 PN-R-TS из сплава IC 928 рекомендуются для обработки конструкционных и легированных сталей, чугунов, нержавеющей сталей и жаропрочных сплавов. Как правило, их применяют при черновой обработке в рекомендуемых диапазонах режимов фрезерования:  $t = 4, 7, 9$  мм, подача на зуб  $s_z = 0,10...0,20$  мм/зуб.

Наряду с разработками фрез с тангенциальным расположением режущих пластин ISCAR продолжает модернизировать базовые конструкции пластин, например, известного семейства HELIOSTO и FEEDMILL. Новая пластина OFMW 0706 R10-FF (рис. 7) обеспечивает оптимальную комбинацию как высокопроизводительного, так и экономичного торцового фрезерования. Она имеет восемь режущих кромок, каждая из которых представляет часть дуги окружности большого радиуса. Пластина не требует специального корпуса – она устанавливается и крепится в гнезде стандартных фрез HELIOSTO HOF. Для этого следует удалить из гнезда корпуса опорные пластины и закрепить новую непосредственно на корпус винтом.

Пластина значительно расширяет сферу применения фрез HELIOSTO, которые хорошо зарекомендовали себя как с восьмигранными пластинами OF...0706/07 T3, так и с круглыми пластинами RF...19. Фрезы HOF с новыми пластинами OFMW0706 R10-FF занимают срединное положение между ними и предназначены для высокопроизводительной обработки с относительно неболь-

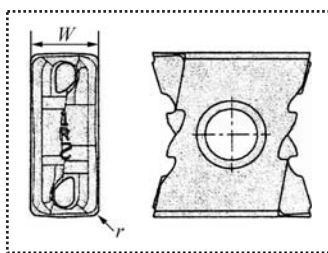
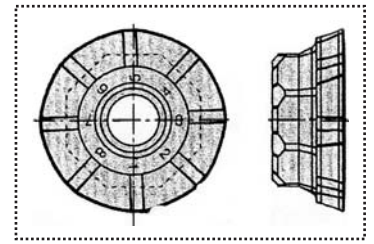


Рис. 6. Пластина LNMT 1506PN-R-TS с 4-зубчатой режущей кромкой для фрез TANGMILL

Рис. 7. Режущая пластина фрезы HELIOSTO OFMW 0706R10-FF



шими глубинами резания  $t \leq 0,5...0,7$  мм и подачами на зуб до  $s_z = 3,0$  мм/зуб. Так, при сравнении обработки паза сталь SAE 4340 фрезой  $\varnothing 125$  мм,  $z = 8$  "старая" пластина ISCAR OFMT 07T3AER-76 сняла за одну минуту  $Q = 258$  см<sup>3</sup> металла. Новая пластина HOF-OFMW 0706 R10-FF сняла за минуту  $Q = 1223$  см<sup>3</sup> металла, при этом в первом случае глубина составляла  $t_1 = 4,0$  мм, а подача  $s_1 = 0,15$  мм/зуб, а во втором случае для новой фрезы HOF  $t_2 = 2,0$  мм, но подача  $s_2 = 1,6$  мм/зуб. Таким образом, производительность возросла в 5,0 раз.

Пластины OFMW устанавливают в корпусах фрез с диаметрами от 50 до 315 мм с углом в плане 45° с количеством зубьев (пластин)  $z = 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 15$  и 18.

Высота фрез составляет  $H = 40, 50, 63$  и 80 мм (для  $\varnothing 315$  мм). Пластины изготавливают из твердого сплава марки IC 908 AL-TEC и они рекомендуются для обработки большинства конструкционных материалов.

Для обработки канавок разработаны высокопроизводительные фрезы CHAMSLIT-TRIB.

Концевые фрезы CHAMSLIT отличаются значительной жесткостью и служат для фрезерования точных неглубоких канавок, например, в роторах, оправках и прецизионных направляющих столов. Пластина TRI имеет три режущие кромки и изготавливается в точном шлифованном исполнении из твердого сплава AL-TEC IC 908 для обработки конструкционных, легированных и коррозионно-стойких сталей и жаропрочных сплавов.

Пластины TRI выпускают толщиной 1,2; 1,5; 2,0; 3,0 и 4,0 мм с радиусами скругления режущих кромок  $r = 0,05; 0,10$  и 0,20 мм. Режущие пластины располагаются в гнездах в торце корпуса фрезы и крепятся винтом с конической головкой. Каждая из пластин по желанию заказчика может быть перешлифована до меньшей толщины с точностью  $\pm 0,02$  мм. Корпусы фрез TRIB выпускают диаметрами 32, 40, 50 и 63 мм соответственно с 3, 4, 6 и 9 пластинами с общей длиной фрезы 110 мм.



А.Г. Андреев

## Новости техники

Дана краткая характеристика новых изобретений зарубежных компаний в области сборочных технологий.

Summary characteristic of new foreign company inventions in assembly technology field has been given.

**Ключевые слова:** поворотный стол, накопитель.

**Keywords:** rotating pallet, holding station.

**Фирма "Kitagawa" (Япония)** выпустила прецизионный поворотный стол DM-100 с высокой степенью защиты от попадания влаги и грязи. Стол выполнен из коррозионно-стойкой стали диаметром 100 мм с резьбовыми и штифтовыми отверстиями для установки и крепления на нем деталей массой до 20 кг. В центре имеется сквозное отверстие диаметром 40 мм. Габаритные размеры стола вместе с электроприводом 120×305×150 мм.

DM-100 может управляться фирменным контроллером Kitagawa Mac Mini или интерфейсом от основного контроллера оборудования, на котором его используют. Частота вращения стола — до 3 об/мин с точностью позиционирования 5'. Все элементы конструкции имеют специальные защитные детали, гарантирующие минимальное техническое обслуживание оборудования в течение всего периода эксплуатации.

*Machinery, UK. 2007. № 1.*

**Фирма "Egowa AG" (Германия)** систематизировала последовательность выполнения требований при создании гибких производственных систем Flexible Manufacturing Concept. Разработчики считают, что эта последовательность состоит из четырех основных шагов:

- **стандартизация** элементов производственного процесса, что сокращает время разработки проекта и снижает его стоимость;
- **организация** производственного процесса позволяет сократить холостые времена при обработке и повысить качество изготовления;
- **автоматизация** рабочих машин уменьшает время обработки, освобождает обслуживающий

персонал от рутинного, монотонного труда и способствует повышению квалификации персонала;

- **интеграция** — предусмотрено возможности дальнейшего встраивания в системы более высокого уровня, в том числе совместимость управляющих программ (Job Management Software).

*Werkstatt + Betrieb (W + B). 2007. № 1–2.*

**Фирма "Vision Engineering" (Англия)** создала недорогую видеоизмерительную систему Merlin-300 для высокоточного двухкоординатного контроля деталей, легко настраиваемую под конкретные требования производства. Высококачественный измерительный комплекс включает в себя видеопроцессор Quadra-Chek-300 (QC-300) и использует современную сканирующую технологию VED (Video Edge Detection) для удаленного высокоточного измерения. Эта технология идеально подходит как для постоянного рутинного измерения деталей, так и для контроля оригинальных изделий.

Освещение контролируемых объектов с двух сторон производят экономичными LED-лампами высокой долговечности (10000 ч). Merlin-300 обеспечивает измерения в плоскости. Размер рабочей зоны 100×150 мм.

*Machinery, UK. 2007. № 3.*

**Фирма "Schuster Werkzeug – Maschinenbau GmbH" (Германия)** сообщает о создании новой конструкции высоконадежного накопителя паллет. Особенность накопителя, по заявлению фирмы, в том, что он может одновременно и независимо загружаться и разгружаться автоматически с двух сторон. Два безопасных клапана отделяют зоны обработки и зону размещения паллет, что гарантирует оптимальную и безопасную работу накопителя и позволяет создать высокую степень гибкости при малом объеме, занимаемом этим накопителем.

*Maschine + Werkzeug. 2007. № 4.*

**"Kitagawa Europa"** разработала интегрированную стеллажную складскую систему IEMCA Automata 2,5 для автоматизированного хранения и питания производства деталями широкой номенклатуры. При этом стандартное время цикла "загрузка — разгрузка" составляет всего 7 с, а точность пози-



ционирования груза  $\pm 0,1$  мм для деталей массой до 2,5 кг. Однако возможна транспортировка и хранение деталей массой и до 5 кг.

IEMCA Automata 2,5 управляется PLC-контроллером. Система имеет габаритные размеры 1400×1800×2600 мм и изолирована от другого оборудования и обслуживающего персонала. Это обеспечивает безопасность и исключает передачу на оборудование вибраций и ударов.

*Machinery, UK. 2007. № 6.*

На выставке ЕМО 2007 в Ганновере фирма "Mikron Machining Technology" (Mikron GmbH) продемонстрировала новую линейную транспортную систему "Multistep XT – 200". Согласно сообщениям специалистов фирмы, это очень удачное техническое решение, идеально подходящее для создания гибких производственных систем. До 144 позиций могут быть размещены с высокой гибкостью и доступностью. При этом время перемещения между позициями составляет всего одну секунду, а максимальный габаритный размер перемещаемой детали – 200 мм. С помощью Multistep XT–200 работчики могут создавать индивидуальные решения для гибких производственных систем с высокой производительностью и экономической эффективностью.

*Werkstatt + Betrieb. 2007. № 7–8.*

Фирма "Egowa AG" (Германия) на выставке ЕМО 2007 в Ганновере представила паллетную транспортную систему ERS Lineaг на основе собственного тяжелого промышленного робота, которая может обслуживать до 9 станций с местами для хранения паллет. Промышленный робот Egowa Robot Heavy рассчитан на работу с большими и тяжелыми деталями массой до 500 кг, загружает и разгружает паллеты и осуществляет контроль процесса. Система включает в себя также измерительную станцию, управляемую контроллером Egowa Pre Set 3DCNC, программа для которой генерируется через CAD/CAM-постпроцессор и закладывается на стадии проектирования.

*Machinery, UK. 2007. № 9.*

Фирма "Fastens GmbH" (Германия) разработала накопитель для паллет Flexible Pallet Magazine

(FPM). Накопитель состоит из модулей стандартной конфигурации и предназначен для работы в гибких производственных системах. За счет многостороннего доступа к паллетам повышается уровень и возможности автоматизации. Эта небольшая система состоит из накопителя на 12 паллет, но за счет соединения модулей емкость накопителя можно увеличить до 100 паллет.

*Machinery, UK. 2007. № 9.*

Фирма "Visicjontrol GmbH" (Германия) создала новую контрольно-сортировочную систему Visisort-T, обеспечивающую 100 %-ный автоматический контроль цилиндрических деталей и деталей типа шайб. Это позволяет снизить стоимость процесса контроля минимум в 1,5 раза. Visisort-T способна контролировать детали диаметром от 5 до 56 мм, имеющие высоту 1...40 мм, при массе деталей 1...50 г. Погрешность измерения  $\pm 3$  мкм. Производительность достигает 400 деталей в час. Контроль осуществляют шесть камерами VisiSort-T, изображения от которых интегрирует и анализирует компьютер. При необходимости система может быть адаптирована для измерения более крупных деталей.

*Maschine + Werkzeug. 2007. № 9.*

Новый гайковерт CP 7740, выпущенный фирмой "Chicago Pneumatic", имеет повышенную мощность благодаря двухкамерному пневмодвигателю. Детали гайковерта выполнены в основном из магниевого сплава, что обеспечивает его относительно небольшую массу и компактность. Этот модельный ряд назван "Mg Driven Technologie". В модели CP 7740Q (Q – "quiet" – бесшумный) используют модульную шумоподавляющую CP-систему, что делает работу гайковерта гораздо менее шумной. Гайковерт CP 7740Q весит около 1,25 кг, что почти в два раза меньше, чем у аналогов, и имеет длину рабочей части 160 мм. При этом он развивает ударный крутящий момент более 678 Н·м. Благодаря небольшой массе и габаритам, низкому уровню шума и высокому развиваемому моменту гайковерт CP 7740Q обеспечивает более комфортабельные условия работы и облегчает доступ к деталям в труднодоступных местах.

*Maschine + Werkzeug. 2007. № 9.*

# НОРМАТИВНАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ

УДК 62-251-755. 001.24:006.354

## Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения\* (по материалам ГОСТ 22061-76). Продолжение\*\*

Настоящий стандарт устанавливает классы точности балансировки для жестких роторов изделий, а также требования к балансировке и методы расчета дисбалансов.

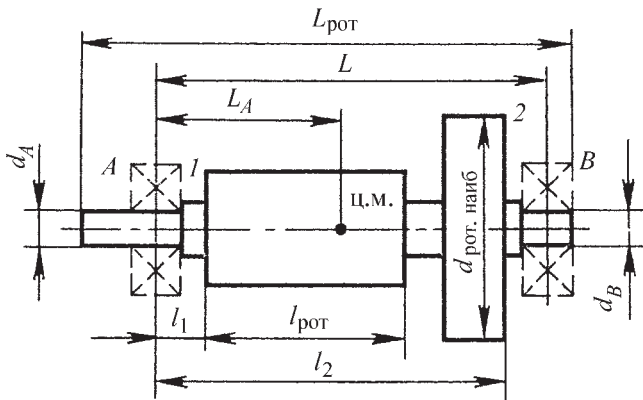
Стандарт соответствует международному стандарту ИСО 1940 в части содержания и классов точности балансировки с 1 по 11. Термины и определения – по ГОСТ 19534-74 и ГОСТ 16504-81.

### ПРИЛОЖЕНИЕ 5 Рекомендуемое

#### БАЛАНСИРОВОЧНАЯ КАРТА

Название предприятия \_\_\_\_\_  
К сборочному чертежу № \_\_\_\_\_

#### Схема ротора



Параметры	Данные	Условные обозначения	Единица	Значение
Конструктивные параметры	Масса ротора	$m_{рот}$	кг	
	Наибольший диаметр ротора	$d_{рот.наиб}$	мм	
	Длина "бочки" ротора	$l_{рот}$	мм	
	Длина ротора	$L_{рот}$	мм	

\* Редакция 1993 г.

\*\* Начало см. журнал "Сборка в машиностроении, приборостроении", № 3, 4, 6, 7, 2008 г.

Параметры	Данные	Условные обозначения	Единица	Значение
Конструктивные параметры	Диаметры цапф ротора	$d_A$ $d_B$	мм мм	
	Номера подшипников качения и их посадки на вал и в корпус	—	—	
	Максимальная эксплуатационная частота вращения	$n_{э.макс}$	мин <sup>-1</sup> (об/мин)	
	Резонансная частота вращения системы "ротор — опоры"	$n_{рез 1}$	мин <sup>-1</sup> (об/мин)	
	Расстояние между серединами опор A и B (плоскостями опор)	$L$	мм	
	Расстояние от середины опоры A до плоскостей коррекции 1 и 2	$l_1$ $l_2$	мм мм	
	Расстояние от середины опоры A до центра масс ротора	$L_A$	мм	
Балансировочные параметры	Класс точности балансировки работающего изделия			
	Наибольшие значения эксплуатационных дисбалансов в плоскостях опор A и B за технический ресурс	$D_{эА}$ $D_{эВ}$	г·мм г·мм	
	Наибольшие значения технологических дисбалансов работающего изделия в плоскостях опор A и B	$D_{тА}$ $D_{тВ}$	г·мм г·мм	
	Значения допустимых дисбалансов в плоскостях коррекции 1 и 2:			
	верхнее	$D_{1доп.верхн}$ $D_{2доп.верхн}$	г·мм г·мм	
	нижнее	$D_{1доп.нижн}$ $D_{2доп.нижн}$	г·мм г·мм	
	Значение корректирующих масс верхнее	верхн $m_{к2 верхн}$	г г	
	Радиусы расположения корректирующих масс в плоскостях коррекции 1 и 2	$r_1$ $r_2$	мм мм	



В технологической карте должны быть описаны:

Способ корректировки масс ротора:	добавлением, снятием или перемещением массы,
	отверстия сверлят осевые или радиальные, максимальная
	глубина сверления и т.д.
Способ балансировки	на цапфах ротора, на собственных, сменных,
	съёмных и т.д. подшипниках
Балансировка ротора	с вентилятором или без него, с шестернями,
	шквивами, шпонками, вспомогательными опорами, с технологическими
	втулками и т.д.
Балансировочная оправка	класс точности ее изготовления, собственные
	дисбалансы и др.
	Тип балансировочного станка, конструкция привода
	Частота вращения при балансировке $n_b$ , мин <sup>-1</sup> (об/мин)
Установка ротора	между опорами, консольно, с дополнительной опорой и т.д.
Периодичность балансировки	в процессе эксплуатации или после ремонта

## ПРИЛОЖЕНИЕ 6 Справочное

### ПРИМЕР РАСЧЕТА ДОПУСТИМЫХ ДИСБАЛАНСОВ

Ротор изделия имеет массу  $m_{\text{рот}} = 500$  кг ( $5 \cdot 10^5$  г), максимальную эксплуатационную частоту вращения  $n_{\text{э. макс}} = 3000$  мин<sup>-1</sup> и устанавливается на подшипниках качения № 32222 ГОСТ 8328–75 в опоре *A* и № 222 ГОСТ 8338–75 в опоре *B*. Оба подшипника класса точности 0 по ГОСТ 520–2002 устанавливаются на цапфы ротора по посадке  $P_7$  по ГОСТ 3325–85.

Эксплуатационные дисбалансы на заданный технический ресурс в 10000 ч могут достигать 20 % от табличного допустимого удельного дисбаланса.

Расстояние от опоры *A* до центра масс  $L_A = 300$  мм, до плоскостей коррекции 1 и 2  $l_1 = 100$  мм,  $l_2 = 700$  мм, до плоскостей измерения  $l_I = 50$  мм и  $l_{II} = 800$  мм. Класс точности балансировки – четвертый.

1. По рис. 1 настоящего стандарта при  $n_{\text{э. макс}} = 3000$  мин<sup>-1</sup> по верхней границе для 4-го класса точности балансировки находим табличный допустимый удельный дисбаланс ротора

$$e_{\text{ст. доп. табл}} = 20 \text{ мкм} = 0,02 \text{ мм.}$$

2. Балансировку ротора желательно проводить на балансировочном станке на цапфах ротора без собственных подшипников.

Для этого случая применима формула (4) п. 2.1 настоящего стандарта для верхнего значения главного вектора допустимых дисбалансов для ротора, балансируемого в виде отдельной детали:

$$D_{\text{ст. доп. верхн}} = m_{\text{рот}} e_{\text{ст. табл}} - D_{\text{ст. т}} - D_{\text{ст. э}}$$

где  $e_{\text{ст. табл}}$  – табличное значение удельного дисбаланса, определяемое для данного собранного изделия по верхней границе установленного класса точности балансировки и максимальной эксплуатационной частоте вращения его ротора;



$D_{ст. т}$  – значение главного вектора технологических дисбалансов изделия, ротор которого балансировался не в сборе;

$D_{ст. э}$  – значение главного вектора эксплуатационных дисбалансов изделия.

Определим слагаемые правой части:

$$m_{рот} e_{ст. табл} = 5 \cdot 10^5 \cdot 0,02 = 10^4 \text{ Г} \cdot \text{мм};$$

$$\begin{aligned} D_{ст. т} &= m_{рот} e_{под} = m_{рот} \cdot 0,5(\delta_1 + \delta_2) = \\ &= 5 \cdot 10^5 \cdot 0,5(0,02 + 0,025) = 11250 \text{ Г} \cdot \text{мм}, \end{aligned}$$

где  $e_{под}$  – наибольшее возможное смещение центра масс ротора от посадки подшипников, когда оба подшипника работают по первому режиму, т.е. местным нагружением;

$\delta_1 = 20 \text{ мкм} = 0,02 \text{ мм}$  – поле допуска  $\varnothing 110$  отверстий подшипников по ГОСТ 520–2002, оно одинаково для монтируемых на ротор подшипников;

$\delta_2 = 25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм}$  – радиальное биение беговой дорожки внутренних колец подшипников

$$D_{ст. э} = m_{рот} e_{ст. табл} \cdot 0,2 = 5 \cdot 10^5 \cdot 0,02 \cdot 0,2 = 2000 \text{ Г} \cdot \text{мм}.$$

Следовательно,

$$D_{ст. доп. верхн} = 10000 - 11250 - 2000 < 0.$$

Очевидно, что выполнить балансировку ротора только на собственных цапфах нельзя.

3. При балансировке ротора на собственных подшипниках следует пользоваться формулой (3) п. 2.1 настоящего стандарта

$$D_{ст. доп. верхн} = m_{рот} e_{ст. табл} - D_{ст. э}.$$

Если пренебречь массой внутренних колец подшипников, которые прибавятся к массе ротора, и воспользоваться значениями, полученными в п. 2 настоящего приложения, то

$$D_{ст. доп. верхн} = 10^4 - 2 \cdot 10^3 = 8 \cdot 10^3 \text{ Г} \cdot \text{мм}.$$

По формуле (5) настоящего стандарта вычисляем

$$\begin{aligned} D_{ст. доп. нижн} &= \frac{m_{рот} e_{ст. табл}}{2,5} - D_{ст. э} = \\ &= \frac{10^4}{2,5} - 2 \cdot 10^3 = 2 \cdot 10^3 \text{ Г} \cdot \text{мм}. \end{aligned}$$

4. По формулам (7)–(10) настоящего стандарта находим верхнее и нижнее значения допустимых дисбалансов в плоскостях коррекции 1 и 2:

$$\begin{aligned} D_{1 доп. верх} &= D_{ст. доп. верх} |(l_2 - L_A) / (l_2 - l_1)| = \\ &= 8000 \cdot (700 - 300) / (700 - 100) = 5333 \text{ Г} \cdot \text{мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{2 доп. верх} &= D_{ст. доп. верх} |(L_A - l_1) / (l_2 - l_1)| = \\ &= 8000 \cdot (300 - 100) / (700 - 100) = 2666 \text{ Г} \cdot \text{мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{1 доп. нижн} &= D_{ст. доп. нижн} |(l_2 - L_A) / (l_2 - l_1)| = \\ &= 2000 \cdot (700 - 300) / (700 - 100) = 1333 \text{ Г} \cdot \text{мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{2 доп. нижн} &= D_{ст. доп. нижн} |(L_A - l_1) / (l_2 - l_1)| = \\ &= 2000 \cdot (300 - 100) / (700 - 100) = 666 \text{ Г} \cdot \text{мм}, \end{aligned}$$

где  $D_{ст. доп. нижн}$  – нижнее значение главного вектора допустимых дисбалансов, приложенного к центру масс ротора.

5. Верхние значения допустимых дисбалансов в плоскостях измерения по примечанию к п. 2.3 настоящего стандарта будут:

$$\begin{aligned} D_{1 доп. верх} &= D_{1 доп. верх} \frac{l_2 - l_1}{l_2 - L_A} \frac{l_{II} - L_A}{l_{II} - l_1} = 5333 \cdot \frac{700 - 100}{700 - 300} \times \\ &\times \frac{800 - 300}{800 - 100} = 5400 \text{ Г} \cdot \text{мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{II доп. верх} &= D_{2 доп. верх} \frac{l_2 - l_1}{L_A - l_1} \frac{L_A - l_1}{l_{II} - l_1} = 2666 \cdot \frac{700 - 100}{300 - 100} \times \\ &\times \frac{300 - 100}{800 - 100} = 2540 \text{ Г} \cdot \text{мм}. \end{aligned}$$

ООО "Издательство **Машиностроение**", 107076, Москва, Стромьинский пер., 4

Учредитель ООО "Издательство Машиностроение".

Адрес электронной почты издательства: **E-mail: mashpubl@mashin.ru**; редакции журнала: **sborka@mashin.ru; www.mashin.ru**

Телефон редакции журнала: (495) 268-38-42; тел./факс (495) 268-85-26; факс 269-48-97.

Технический редактор *Тунталов С.Ю.* Корректоры *Сажина Л.И., Солюшкина Л.Е.*

Сдано в набор 09.06.08 г. Подписано в печать 23.07.08 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,05. Заказ 845. 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.