ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

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

4 2008 (93)

СОДЕРЖАНИЕ

Технологичность конструкции

Бондалетов В.П., Быкова Т.Е. Влияние параметров сборки на работоспособность импульсной механической передачи . . . 3

Шишкарев М.П. Повышение надежности адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения . . . 6

Современные технологии сборки

Феофилов Н.Д., Колобаев А.В. Сборные червячные фрезы на основе эвольвентного червяка . . . 10

Кристаль М.Г., Чувилин И.А. Исследование динамики вибрационного сопряжения с нижней опорой торца охватываемой детали . . . 13

Житников Ю.З., Золотарева О.В. Обоснование предельных режимов работы элеваторного устройства самоориентации деталей типа вилки . . . 18

Кузин И.В. Способы закрепления лопаток газотурбинных двигателей с помощью быстротвердеющей массы . . . 24

Илюхин А.Ю., Ямников А.С. Специфика сборки соединений с избыточными связями . . . 27

Верещагин П.В., Чеканов М.А., Титов И.А. Соединение листовых деталей заклепками без предварительного получения отверстий под заклепки . . . 30

Сборочное оборудование и его элементы

Малышев К.В., Шашурин В.Д., Башков В.М., Шалаев В.А. Инерциальный нанопозиционер для сборки нанонитей на базе сканирующего туннельного микроскопа . . . 32

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Островский Ю.А. Мониторинг формирования отклонений поверхностей от прямолинейности машиностроительных деталей и узлов в системах удаленного доступа . . . 35

Рябов Г.К., Андреев С.А. О регулировке автоматических клиноременных вариаторов . . . 38

Ремонт

Техническое обслуживание оборудования . . . 41

Нормативная документация

Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки (по материалам ГОСТ 22061–76). *Продолжение* . . . 49

Справочный материал

Старжинский В.Е., Антонюк В.Е., Кане М.М., Шалобаев Е.В., Шилько С.В. Словарь-справочник по зубчатым передачам русско-английско-немецко-французский. *Продолжение* . . . 54

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.

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

Редакционный совет

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

Региональные редсоветы

АСТРАХАНЬ
В.В. МИКИТЯНСКИЙ
БЕЛГОРОД
Н.А. ПЕЛИПЕНКО
БРЯНСК
О.А. ГОРЛЕНКО
ВЛАДИВОСТОК
Ю.Н. КУЛЬЧИН
А.А. СУПОНЯ
В.М. КОРНИЕНКО
ВОЛГОГРАД
В.Г. КАРАБАНЬ
М.Г. КРИСТАЛЬ
В.И. ЛЫСАК
В.М. ТРУХАНОВ
ИЖЕВСК
И.В. АБРАМОВ
Б.А. ЯКИМОВИЧ
В.Г. ОСЕТРОВ
И.К. ПИЧУГИН
КАЗАНЬ
Р.И. АДГАМОВ
КОВРОВ
Ю.З. ЖИТНИКОВ
КОЛОМНА
Ю.Д. АМИРОВ
КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ
Б.Н. МАРЬИН
В.И. ШПОРТ
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
ТОЛЬЯТТИ
А.И. РЫЖКОВ
Б.Ф. ХАЗОВ
САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
В.Ф. КУЗЬМИН
Е.В. ШАЛОБАЕВ
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. БАСИНЮК
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.

© Издательство “Машиностроение”, “Сборка в машиностроении, приборостроении”, 2008

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

4 2008 (93)

CONTENTS

Manufacturability of a Construction

Bondaletov V.P., Bykova T.E. Action of assembling parameter on the functionability of impulse power transmission . . . 3

Shishkarev M.P. Increasing reliability of first generation adaptive friction clutches . . . 6

Modern Technologies in Assembly

Feofilov N.D., Kolobaev A.V. Assembly worm hobs based on involute worm . . . 10

Kristal M.G., Chuvilin I.A. Research of dynamics of internal member lower flank craddle vibrating meshing . . . 13

Zhitnikov Y.Z., Zolotareva O.V. Proof of self-orienting clevis-type details elevator extreme modes . . . 18

Kuzin I.V. Methods of gas-turbine engine blade fixing with quick-hardening substance . . . 24

Iluhin A.Y., Yamnikov A.S. Specific of junction assembling with redundant constraints . . . 27

Vereschagin P.V., Chekanov M.A., Titov A.I. Riveted connection of flat-pattern parts without pilot holes . . . 30

Production Tools and Machinery for Assembly

Malyshev K.V., Shashurin V.D., Bashkov V.M., Shalaev V.A. Inertial nanopositioner for nanothreads assembly based on scanning tunneling microscope . . . 32

Quality Assurance. Testing. Monitoring

Ostrowsky Y.A. Straightness errors of machinery parts monitoring using remote access systems . . . 35

Ryabov G.K., Andreev S.A. On adjustment of automatic V-belt variable-speed drives . . . 38

Repair

Servicing of equipment . . . 41

Command Papers

Machines and technological equipment balance quality grade system. General (on the GOST 22061–76). *A prolongation* . . . 49

Reference Source

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

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

Regional editors

ASTRACHAN
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.

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

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.

TOLIATI
KHAZOV B.F.
RYZHKOV A.I.

ST.-PETERSBURG
KUZMIN V.F.
SHALOBAEV E.V.

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.

POLOTSK
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

© "Mashinostroenie Publishers", "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2008

В.П. Бондалетов, *канд. техн. наук (Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева),*
Т.Е. Быкова *(ОАО "ЗиД", г. Ковров)*

Влияние параметров сборки на работоспособность импульсной механической передачи

Рассмотрено влияние конструктивных зазоров, возникающих в импульсном механизме и механизмах свободного хода импульсной бесступенчатой механической передачи, на напряжения смятия в зоне контакта зуба храповика и собачки.

Импульсная механическая передача работает в режиме знакопеременного импульса высокой частоты, зависящей от конструкции передачи и ее быстроходности. Для создания движущего момента одного направления в передаче установлены два механизма свободного хода (МСХ): корпусной и выходной. На рис. 1 приведена рассматриваемая импульсная бесступенчатая механическая передача, состоящая из эпицикла *1*, жестко связанного с валом *4* двигателя, сателлитов *2* с неуравновешенными грузами *3*, промежуточного вала-реактора *5*, с установленными на нем двумя МСХ встречного замыкания: корпусным *6* с корпусом *9* и выходным *7*. С выходным МСХ связаны маховик *10* и выходной вал *8*.

Движущий момент, создаваемый импульсным механизмом, определяют из выражения [1]:

$$M = \frac{1}{2} Nmhr_1 \left[\frac{\omega_3 (r_1 + 2r_2) - \omega_1 r_1}{2r_2} \right]^2 \sin\psi, \qquad (1)$$

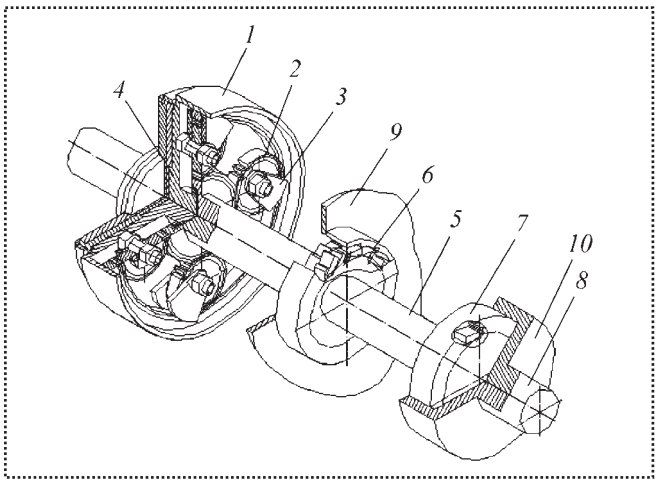

Рис. 1. Импульсная бесступенчатая механическая передача

где N – число сателлитов;

m – масса неуравновешенной части груза;

h – эксцентриситет груза относительно его оси вращения;

r_1, r_2 – радиусы солнечной шестерни и сателлита;

ω_1, ω_3 – угловые скорости эпицикла и промежуточного вала-реактора;

ψ – угол поворота сателлита вокруг своей оси.

Схема импульсного механизма показана на рис. 2.

График изменения движущего момента, полученного из выражения (1), изображен на рис. 3, *а*. Заштрихованная часть графика – момент отрицательного импульса, отключаемого корпусным МСХ храпового типа, наружная обойма которого жестко соединена с корпусом *9* передачи (см. рис. 1).

Скорость ω_{01} вращения вала-реактора в зависимости от угла поворота сателлита определяют из выражения:

$$\omega_1 = \frac{\omega_3 (r_1 + 2r_2) - \omega_{01} r_1}{2r_2} \sqrt{\frac{Nmhr_1}{J}[1 - \cos(\psi)]}, \qquad (2)$$

где J – момент инерции трансмиссии.

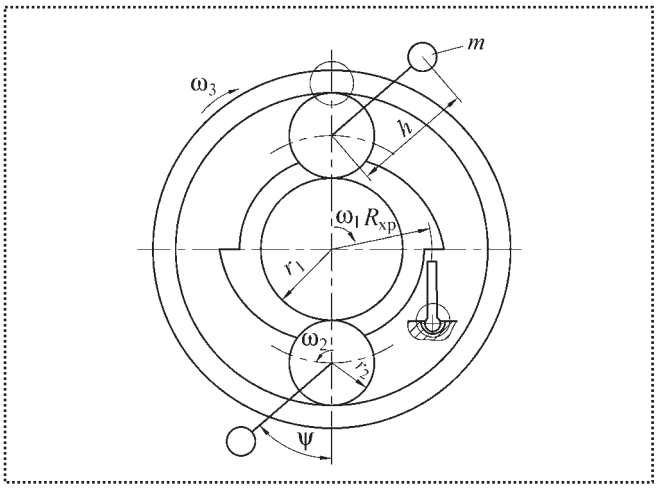

Рис. 2. Схема импульсного механизма:
ω_2 – угловая скорость сателлита; $R_{хр}$ – расстояние от центра зуба храповика до его оси вращения

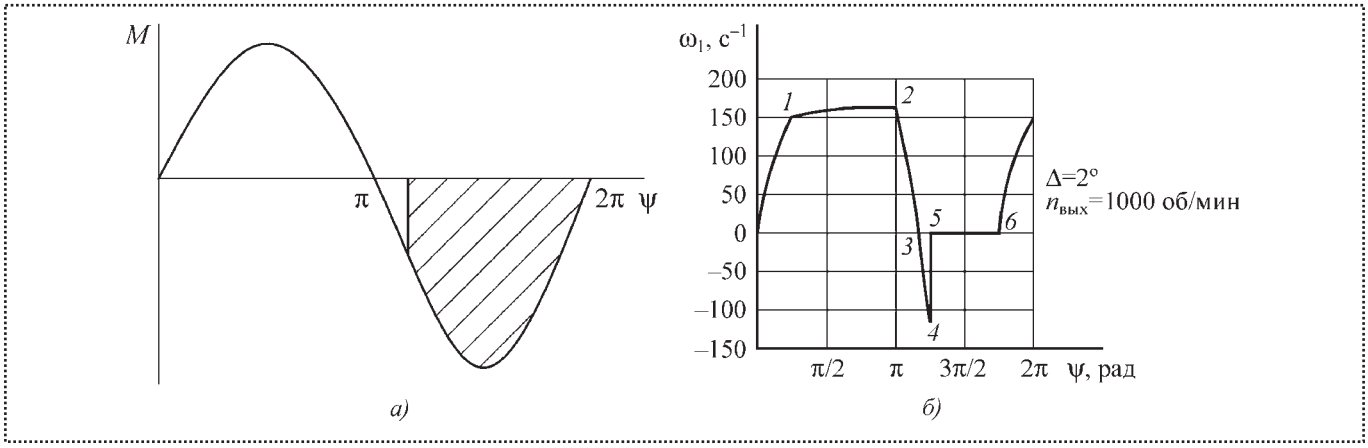

Рис. 3. Графики изменения за полный оборот сателлита:
а – движущего момента; *б* – скорости вращения вала-реактора сателлита

Изменение момента инерции трансмиссии зависит от характера изменения движущего момента. За период положительного импульса момент инерции J вращающихся частей трансмиссии равен сумме момента инерции $J_р$ вала-реактора и моментов инерции $J_{исп}$ маховика и выходного вала:

$$J = J_р + J_{исп}.$$

При действии отрицательного импульса вал-реактор разъединяется с маховиком и выходным валом:

$$J = J_р.$$

График изменения скорости вращения вала-реактора за полный оборот сателлита (на угол $\psi = 2\pi$) приведен на рис. 3, *б*. Здесь участок *0–1* определяет скорость разгона вала-реактора с 0 до ω_1 в момент выбора зазора Δ в выходном МСХ. На участке *1–2* происходит разгон всей трансмиссии под действием прямого импульса. В точке *2* действие прямого импульса прекращается, скорость вала-реактора под действием обратного импульса падает с той же интенсивностью, с которой происходит разгон на участке *0–1*. В точке *3* происходит остановка вала-реактора и далее разгон под действием отрицательного импульса до точки *4*, соответствующей выбору зазора Δ в корпусном МСХ. В точке *5* происходит полная остановка вала-реактора. Участок *4–5* соответствует моменту удара собачки и зуба храповика корпусного МСХ. В точке *6* начинает действовать следующий прямой импульс.

Зазоры, присутствующие в импульсной механической передаче, показаны на рис. 4. Зазоры δ_1 и δ_2 относительно невелики, поэтому автоматически будут выбраны сразу после смены знака импульса. Торцевой удар собачки и зуба храповика произойдет только после выборки суммарного зазора ($\Delta + \delta_3$).

Дальнейшему повороту вала-реактора препятствует корпусной МСХ, замыкающий храповик с наружной обоймой. Поскольку замыкание храпового МСХ происходит только после исчезновения суммарного зазора, за этот период вал-реактор приобретает скорость $\omega_{об}$ обратного вращения, соответствующую точке *4* на рис. 2, *б*: $\omega_{об} = \omega_{01}$ (рис. 5, *а*).

Тангенциальную скорость $V_{тн1}$ контакта зуба храповика и торца собачки для корпусного МСХ определяют как

$$V_{тн1} = R_{хр}\omega_{об}. \quad (3)$$

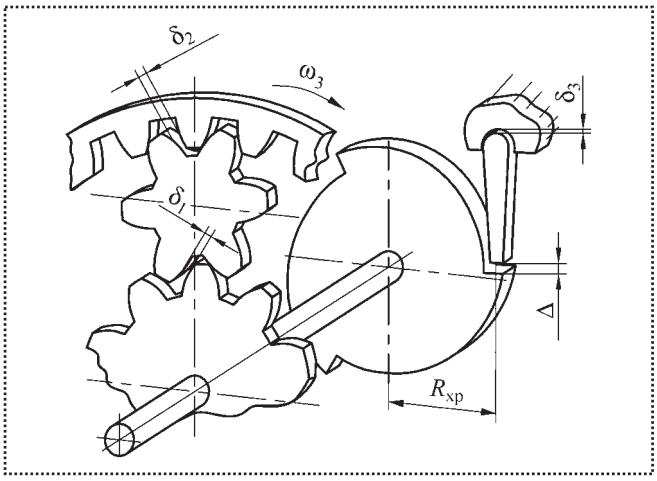

Рис. 4. Зазоры в импульсной механической передаче

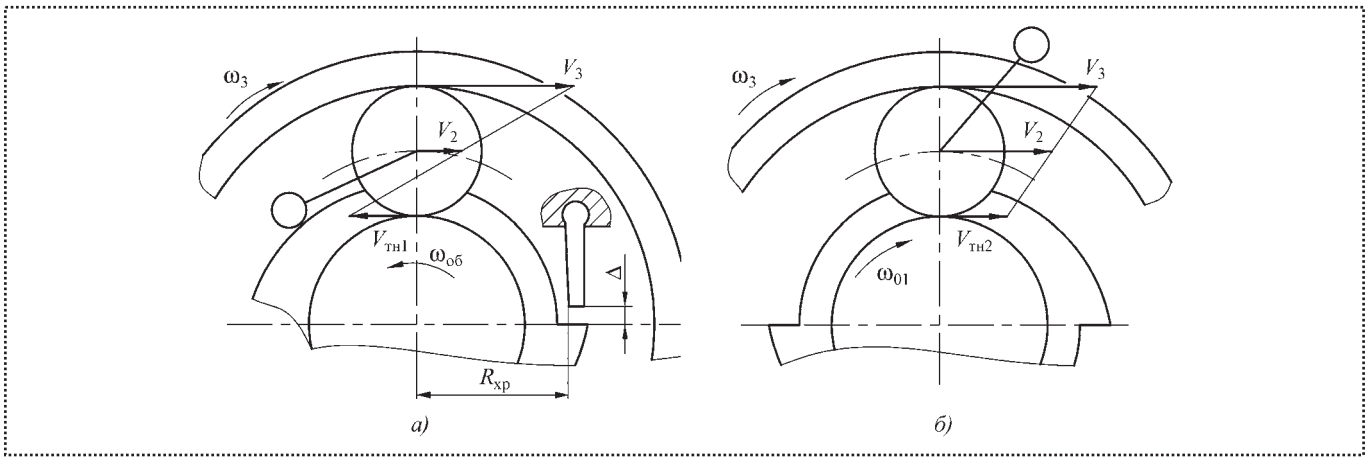

Рис. 5. План скоростей импульсного механизма в периоды действия:
а – обратного импульса; *б* – прямого импульса; V_2 – линейная скорость собственной оси вращения сателлита; V_3 – линейная скорость внутренней поверхности эпицикла

Для выходного МСХ тангенциальную скорость контакта зуба храповика и торца собачки определяют из рис. 5, *б*:

$$V_{\text{тн}\,2} = R_{\text{хр}}(\omega_{01} - \omega_{\text{вых}}), \qquad (4)$$

где $\omega_{\text{вых}}$ – угловая скорость вращения выходного вала.

По мере разгона трансмиссии разница скоростей вала-реактора и выходного вала уменьшается, а следовательно, скорость $V_{\text{тн}2}$ снижается.

Полученные скорости $V_{\text{тн}1}$, $V_{\text{тн}2}$ позволяют оценить напряжения $\sigma_{\text{см}}$ смятия, возникающие при замыкании МСХ в зоне контакта торцевых поверхностей собачки $S_{\text{соб}}$ и зуба $S_{\text{зуб}}$. Поскольку конструктивно $S_{\text{соб}} \le S_{\text{зуб}}$, напряжения смятия оценивают для поверхности собачки по выражению [4]:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_{\max}}{S_{\text{соб}}}.$$

Максимальную силу $P_{\max}$ определяют по гипотезе упругопластической твердости материала [3]:

$$P_{\max} = b\alpha_{\max}^{n},$$

$$b = 2{,}33\text{НД}(D_{\text{пр}} + 1),$$

$$n = 0{,}446\text{НД}^{0{,}11}(D_{\text{пр}} + 2)^{0{,}028}, \qquad (5)$$

$$\alpha_{\max} = \left[\frac{M_{\text{пр}}V_{\text{тн}1}^{2}}{2b}(n+1)\right]^{\frac{1}{n+1}},$$

где $P_{\max}$ – максимальная сила удара, Н;

НД – пластическая твердость материала, МПа;

$D_{\text{пр}}$ – приведенный диаметр соударяющихся поверхностей, мм;

$a_{\max}$ – максимальное упругопластическое сближение контактирующих поверхностей, мм;

$M_{\text{пр}}$ – приведенная масса соударяющихся тел, кг.

Характер изменения напряжения $\sigma_{\text{см}}$ смятия при замыкании корпусного и выходного МСХ от частоты вращения выходного вала приведен на рис. 6, *а*. С увеличением частоты вращения выходного вала напряжения смятия в корпусном МСХ возрастают, а в выходном – уменьшаются. Очевидно, корпусной МСХ работает в более тяжелых условиях.

Графические зависимости величины напряжений смятия для корпусного и выходного МСХ от величины конструктивного зазора Δ приведены на рис. 6, *б*.

Для определения работоспособности передачи необходимо сравнить расчетные значения напряжений смятия с допустимыми значениями. Для стали 40Х, закаленной в масле до 39 HRC, допустимое напряжение смятия $[\sigma_{\text{см}}]$ = 420 МПа [2].

В результате анализа скоростей соударения элементов корпусного и выходного МСХ можно сделать следующие выводы.

1. Условия нагружения элементов в корпусном и выходном МСХ существенно отличаются. Нагрузка на элементы корпусного МСХ выше и по мере разгона растет. Нагрузка на элементы выходного МСХ в начале разгона близка к нагрузке на элементах корпусного МСХ и падает по мере разгона выходного вала трансмиссии.

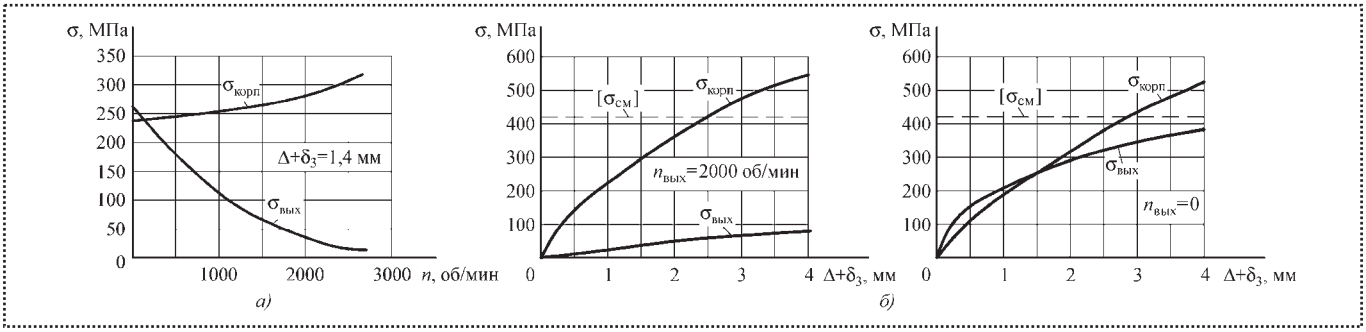

Рис. 6. Зависимости напряжений смятия для корпусного и выходного МСХ:
а – от частоты вращения выходного вала; *б* – от конструктивного зазора в МСХ

2. Увеличение суммарного зазора как для корпусного, так и для выходного МСХ ведет к росту нагрузки на элементы МСХ. При этом увеличение зазоров наиболее неблагоприятно влияет на работу корпусного МСХ.

3. При проектировании импульсных передач с планетарным импульсным механизмом следует учитывать более тяжелые условия нагружения корпусного МСХ.

4. С учетом напряжений смятия зазоры в МСХ не должны превышать 2...3 мм.

Список литературы

1. **Бондалетов В.П.** Влияние качества сборки храпового МСХ блочного типа на цикл его работы // Сборка в машиностроении и приборостроении. 2005. № 10.

2. **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т. 1 / под ред. И.Н. Жестковой – 8-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2001. 920 с.

3. **Дрозд М.С., Матлин М.М., Сидякин Ю.И.** Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.

4. **Справочник** по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. Киев: Наукова Думка, 1988. 736 с.

УДК 621.825.54

М.П. Шишкарев *(Ростовская-на-Дону государственная академия сельскохозяйственного машиностроения (РГАСХМ))*

Повышение надежности адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения

Показано, что основной причиной невысокой надежности адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения является разделение функций нажимного устройства и управляющего устройства, осуществляемых различными механизмами. Расположение управляющего устройства со стороны нажимного узла и силовое замыкание фрикционной группы тангенциальными пружинами позволяет совместить функции нажимного узла и устройства обратной связи, повысить надежность работы муфт и увеличить их нагрузочную способность.

Адаптивные фрикционные муфты (АФМ) 1-го поколения, выполненные по схеме муфты Н.Д. Вернера, имеют относительно невысокую надежность работы. Для АФМ критерием надежности служит точность срабатывания, которая определяет уровень стабильности величины вращающего момента при случайном изменении коэффициента трения в процессе эксплуатации [1].

Принципиально АФМ 1-го поколения могут обладать высокой точностью срабатывания, когда коэффициент точности становится близким к единице. Однако высокая точность срабатывания достигается за счет значительного (до 16 раз) увеличения коэффициента усиления (КУ) обратной связи, которое приводит к резкому уменьшению величины вращающего момента муфты. Необходимость вос-

становления прежней величины вращающего момента, соответствующего номинальному (настроечному) значению, требует увеличения габаритов и массы муфты, практически пропорционального возрастанию величины КУ.

АФМ с дифференцированными парами трения типа "ведущие пары – ведомые пары" имеют ограничение величины КУ, которое, соответственно, ограничивает точность срабатывания муфты [2].

Многочисленные конструктивные варианты АФМ 1-го поколения созданы по единой схеме и не внесли сколько-нибудь существенных принципиальных отличий от базового варианта, в том числе в плане повышения точности срабатывания. Принципиально новых решений, кроме управляющего устройства (УУ) с переменной величиной КУ, которая функционально зависит от коэффициента трения [3], нет. В последнее время это дало повод считать разработку данного направления в технике бесперспективной: действительно, в отечественных и зарубежных научно-технических изданиях отсутствует информация о новых конструкциях и исследованиях АФМ, обладающих высокой надежностью работы.

Недостатком конструктивно-компоновочной схемы АФМ 1-го поколения является нерациональное использование задающего воздействия, т.е. силы натяжения нажимной пружины (группы нажимных пружин), осуществляющей силовое замыкание пар трения. Управляющее воздействие (распорная сила УУ) действует противоположно задающему воздействию и уменьшает действие последнего на пары трения фрикционной группы. Соответственно этому компоновка АФМ 1-го поколения предусматривает расположение фрикционной группы между УУ и нажимной пружиной.

Реализация адаптивных свойств муфты при расположении УУ с внешней стороны нажимного диска (сумматора) и фронтальном действии нажимной пружины невозможна, поскольку в данном случае будет действовать положительная обратная связь, ухудшающая точность срабатывания муфты.

Было предложено разработать новую конструктивно-компоновочную схему АФМ, предусматривающую оптимизацию внутриструктурных связей для повышения нагрузочной способности и точности срабатывания муфты.

Если компоновочную схему АФМ построить таким образом, что на нажимной диск будет действовать внешняя тангенциальная сила, то при расположении УУ с внешней стороны нажимного диска действие вращающего момента муфты вызовет появление осевой (относительно муфты) силы как результат взаимодействия между чувствительными элементами УУ и скосами гнезд. Упомянутая осевая сила осуществляет прижатие пар трения и может быть больше, чем суммарная сила тангенциальных пружин, действующих на нажимной диск. Следовательно, в данном случае УУ будет выполнять также функцию усилителя.

Осевая сила $F_о$ осуществляет прижатие пар трения. При отсутствии передаваемой муфтой нагрузки:

$$F_о = \frac{R}{r}\operatorname{tg}\alpha\Sigma F_п , \qquad (1)$$

где $\Sigma F_п$ – суммарная сила натяжения тангенциальных пружин;

R – расстояние от оси вращения муфты до оси тангенциальной пружины;

r – радиус окружности, на которой расположены чувствительные элементы УУ;

α – угол скоса гнезда УУ.

Положим

$$R = nR_{ср} ,$$

где n – коэффициент;

$R_{ср}$ – средний радиус поверхностей трения.

Тогда (1) можно записать в виде

$$F_о = nC\Sigma F_п , \qquad (2)$$

где C – коэффициент усиления УУ:

$$C = \frac{R_{ср}}{r}\operatorname{tg}\alpha .$$

Из (2) следует, что при данной схеме компоновки АФМ сила замыкания пар трения в nC раз больше, чем сила замыкания в базовом варианте АФМ 1-го поколения, при одинаковых значениях сил натяжения пружин.

Сила F_i, с которой прижаты друг к другу пары трения в базовом варианте АФМ 1-го поколения при передаче вращающего момента T_i, равна

$$F_i' = F_п' - F_{рi} , \qquad (3)$$

где $F_п'$ – сила натяжения замыкающей пружины;

$F_{рi}$ – распорная сила УУ.

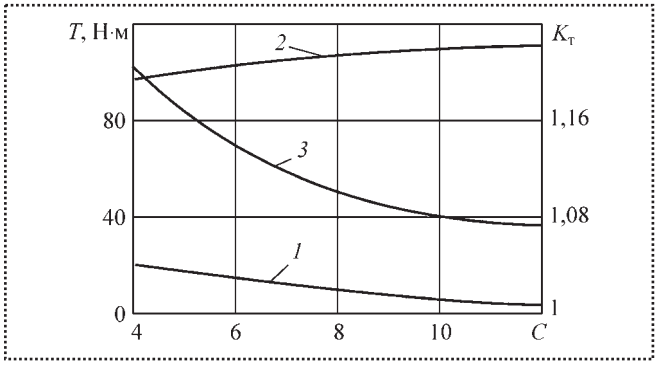

Рис. 1. Нагрузочная и точностная характеристики АФМ

Величину распорной силы F_{pi} определяют по формуле

$$F_{pi} = \frac{T_i}{r}\operatorname{tg}\alpha .$$

Подставив правую часть последнего равенства в (3), получим

$$F_i' = F_п' - \frac{T_i}{r}\operatorname{tg}\alpha . \qquad (4)$$

Аналогично запишем для модифицированной АФМ выражение для силы F_i'' прижатия пар трения друг к другу:

$$F_i'' = \frac{T_п - T_i'}{r}\operatorname{tg}\alpha = \frac{R}{r}\operatorname{tg}\alpha\Sigma F_п - \\ - \frac{T_i'}{r}\operatorname{tg}\alpha = nC\Sigma F_п - \frac{T_i'}{r}\operatorname{tg}\alpha , \qquad (5)$$

где $T_п$ – момент от действия тангенциальных пружин;

T_i' – вращающий момент АФМ.

Величины вращающих моментов сравниваемых АФМ определяют по формулам:

$$T_i = zF_i'R_{ср}f_i , \qquad (6)$$

$$T_i' = zF_i''R_{ср}f_i , \qquad (7)$$

где z – число пар трения фрикционной группы;

f_i – текущее значение коэффициента трения.

Подставим правые части (4) и (5) соответственно в (6) и (7), положив при этом, что $\Sigma F_п = F_п'$. Получим после решения составленных уравнений:

$$T_i = zF_п'R_{ср}\frac{f_i}{1+zCf_i} , \qquad (8)$$

$$T_i' = zF_п'CR_{ср}\frac{nf_i}{1+zCf_i} . \qquad (9)$$

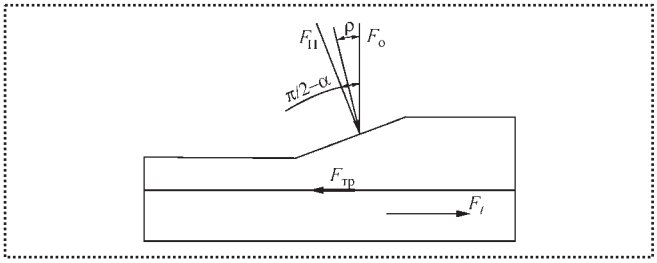

Рис. 2. Схема действия сил в адаптивном фрикционном контакте

Анализ (8) и (9) показывает, что при одинаковых значениях параметров z, $F_п$, $R_{ср}$, f_i и C справедливо $T_i' > T_i$. Следовательно, модифицированная АФМ обладает большей, чем базовый вариант АФМ 1-го поколения, нагрузочной способностью.

Что касается точности срабатывания сравниваемых вариантов муфт, то при указанном условии она будет одинакова, так как выражается одной и той же формулой для определения коэффициента точности:

$$K_т = \frac{f_{max}(1+zCf_{min})}{f_{min}(1+zCf_{max})} , \qquad (10)$$

где f_{min} и f_{max} – соответственно минимальная и максимальная величины коэффициента трения.

Однако, как отмечено выше и согласно (8), увеличение КУ приводит к уменьшению вращающего момента T_i, тогда как вращающий момент T_i' увеличивается по мере роста величины КУ. Следовательно, и точность срабатывания, и нагрузочная способность модифицированной АФМ увеличиваются с увеличением КУ. Это создает реальные предпосылки для оптимального сочетания нагрузочной способности и точности срабатывания муфты при ее эксплуатации.

Данный вывод иллюстрирован графиками, показанными на рис. 1. Графики построены при исходных данных: z = 10; $F_п$ = 1000 Н; $R_{ср}$ = 0,1 м; n = 1,2; f_{min} = 0,1; f_{max} = 0,8. Зависимости *1...3* на рис. 1 отражают соответственно функции (8)...(10). Зависимости *1* и *2* построены при значении f_{min}.

Анализ графиков показывает, что нагрузочная способность модифицированной АФМ значительно (в nC раз) выше, чем нагрузочная способность АФМ 1-го поколения (зависимость *1*) при одинаковой точности срабатывания.

Величина КУ не имеет ограничения сверху, обусловленного необходимостью выполнения неравен-

ства $\alpha < \frac{\pi}{2} - \rho$ (ρ – угол трения между поверхностями фрикционной пары) [4]. Действительно, самоторможение пар трения при срабатывании АФМ будет отсутствовать, поскольку действие внешнего вращающего момента приводит к появлению тангенциальной силы F_t, приложенной к опорной поверхности (рис. 2). При отсутствии срабатывания АФМ сила F_t уравновешена силой $F_{тр}$ трения, являющейся результатом действия осевой силы $F_о$. Срабатывание муфты, характеризуемое скольжением пар трения, произойдет при выполнении неравенства $F_t > F_{тр}$ независимо от расположения вектора нормальной силы $F_п$ относительно угла трения ρ, т.е. независимо от соотношения значений углов α и ρ.

Необходимым условием работоспособности модифицированной АФМ является выполнение неравенства вида $T_п > T_{max}$ (где T_{max} – вращающий момент АФМ при значении $f_i = f_{max}$). Используя принятое выше соотношение между силами $\Sigma F_п$ и $F'_п$, формулу (9), а также формулу

$$T_п = nR_{ср}\Sigma F_п ,$$

получим

$$n > \frac{zCf_{max}}{1 + zCf_{max}} . \qquad (11)$$

Из (11) найдем ограничение величины КУ, удовлетворяющее условию работоспособности АФМ:

$$C < \frac{n}{(1-n)zf_{max}} . \qquad (12)$$

Правая часть (11) меньше единицы, однако приближается к ней по мере увеличения КУ, если выполняется неравенство $zCf_{max} \gg 1$. В связи с этим теоретически ограничение величины КУ сверху будет отсутствовать при значениях коэффициента n, близких к единице, но меньших ее. Кроме того, из (11) следует, что оно выполняется, в том числе, при значениях коэффициента n, больших единицы.

Коэффициент n отражает запас АФМ по вращающему моменту, т.е. соотношение значений моментов $T_п$ и T_{max}, следовательно, он определяет надежность работы АФМ с точки зрения передачи вращающего момента. Чем больше значение коэффициента n, тем выше надежность АФМ по указанному критерию. Конструктивно-компоновочное решение муфты позволяет реализовать условие $n > 1$ ($R > R_{ср}$), которое является предпочтительным также с точки зрения увеличения нагрузочной способности АФМ (см. (9)). Кроме того, увеличение коэффициента n позволяет облегчить компоновку тангенциальных пружин за счет увеличения радиуса их расположения R на нажимном диске, и практически исключить влияние числа z пар трения на ограничение величины КУ (см. (12)).

Выводы

1. Основная причина невысокой надежности АФМ 1-го поколения (на базе муфты Н.Д. Вернера) в разделении функций нажимного устройства и управляющего устройства, осуществляемых различными механизмами. В результате этого повышение надежности работы АФМ требует увеличения КУ, что снижает нагрузочную способность и реально ограничивает надежность муфты.

2. Принципиальное изменение компоновочной схемы АФМ, заключающееся в расположении УУ со стороны нажимного узла и силовом замыкании фрикционной группы посредством тангенциальных пружин, позволяет совместить в УУ функции нажимного узла и устройства обратной связи. Вследствие этого увеличение КУ, приводящее к повышению надежности работы АФМ, приводит к росту нагрузочной способности.

3. Возможность модифицированной АФМ поддерживать собственную работоспособность зависит от величины КУ. Ограничение величины КУ и числа пар трения отсутствует в тех случаях, когда тангенциальные пружины расположены относительно оси вращения муфты на расстоянии, равном или большем среднего радиуса поверхностей трения фрикционной группы.

Список литературы

1. **Решетов Д.Н.** и др. Надежность машин / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев; под ред. Д.Н. Решетова. М.: Высш. шк., 1988. 238 с.

2. **Шишкарев М.П.** Распределение нагрузки в муфте Н.Д. Вернера и выбор ее параметров // Вестник машиностроения. 2001. № 6. С. 8–11.

3. **Шишкарев М.П.** Теоретические основы стабилизации выходного параметра адаптивного фрикционного контакта твердых тел // Изв. вузов. Машиностроение. 2001. № 2–3. С. 17–23.

4. **Бутенин Н.В. и др.** Курс теоретической механики: В 2 т. / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. 3-е изд., исправл. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1985. Т. 1: Статика и кинематика. 240 с.

УДК 621.833

Н.Д. Феофилов, *д-р техн. наук,* **А.В. Колобаев**
(Тульский государственный университет)

Сборные червячные фрезы на основе эвольвентного червяка*

Рассмотрены конструктивные особенности и особенности расчета сборных червячных фрез на основе эвольвентного червяка.

There are elements of calculation of hobs with involute screw clearance surfaces are quoted. Conditions of rotate of the hob's rack are determined.

Внедрение в производство цилиндрических зубчатых колес и зубофрезерных станков с ЧПУ с высокой технической и технологической гибкостью связано с изменением технологической подготовки операции зубофрезерования, в которой важным компонентом является зубообрабатывающий инструмент. По конструкции фрезы применяются монолитными, составными и сборными. Наиболее гибкими и технологичными в настоящее время являются сборные фрезы. Применение сборных инструментов позволяет не только расширить возможности операции зубофрезерования, но и унифицировать производство таких инструментов.

В отечественной и зарубежной практике производства зубчатых колес широкое распространение получили сборные червячные фрезы с поворотными зубчатыми рейками.

Более эффективной и жесткой является конструкция червячной фрезы с торцовыми крышками (рис. 1), фиксирующими комплект реек в радиальном и осевом направлениях.

Фрезы этого типа применяют в серийном и массовом производстве зубчатых колес, подвергаемых шевингованию или шлифованию. По точности к ним предъявляют такие же требования, как и к фрезам общего назначения. Однако увеличенные почти в два раза кинематические задние углы у боковых режущих кромок сборных фрез по сравнению с затылованными позволяют увеличивать число заходов фрез до трех-четырех.

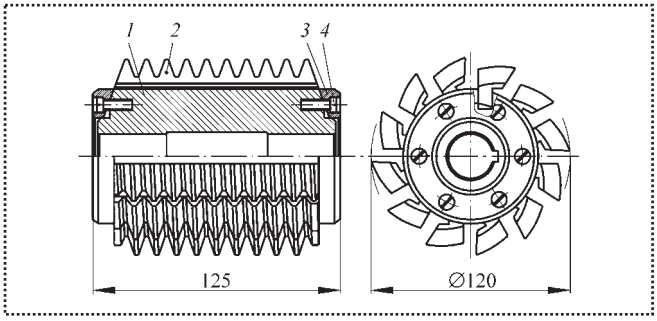

Рис. 1. Конструкция фрезы (*m* = 4,25 мм):
1 – корпус; *2* – комплект реек; *3* – крышка; *4* – винт

В конструктивном отношении фрезы под шевингование и шлифование отличаются от фрез общего назначения наличием модификации профиля. Фрезы типа 1 (рис. 2, *а*) имеют уменьшенный профильный угол, фрезы типа 2 – с утолщением на головке зуба – усиками, а фрезы типа 3 дополнительно к усикам имеют утолщения – фланки на ножке зуба.

Целью модификации профиля фрез является улучшение условий шевингования и шлифования за счет определенного распределения припуска по боковым сторонам зубьев колеса, а также их подрез у основания зуба, который исключает из резания вершинные кромки шевера и периферию шлифовального круга. Срез головки зуба колеса устраняет образование на ней заусенцев во время чистовой обработки.

Для сборных червячных фрез величину модификации профиля в осевом сечении производящего червяка можно определять расчетным путем или из технических условий на монолитные фрезы по ГОСТ 9324–80 Е.

Червячные фрезы с поворотными зубчатыми рейками используются в двух вариантах:

• с одним корпусом, выступающим в качестве рабочего и технологического;

• с двумя корпусами – рабочим, необходимым для эксплуатации фрезы, и технологическим, в котором производится профилирование комплекта реек.

*Материалы конференции "Фундаментальные и прикладные проблемы в машиностроительном комплексе".

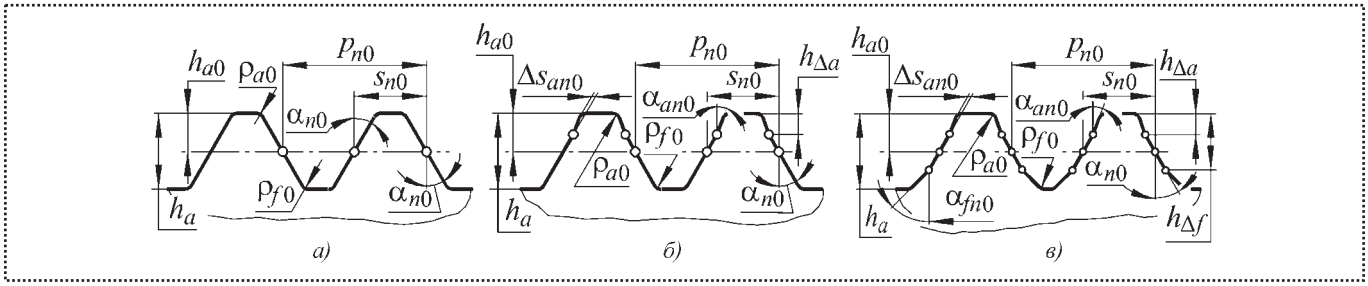

Рис. 2. Форма зубьев производящего контура:
а – тип 1 для шевингования и шлифования колес с модулями до 2 мм; *б* – тип 2 для шевингования колес в диапазоне модулей 2...3,5 мм и шлифования с модулями свыше 2 мм; *в* – тип 3 для шевингования колес с модулем свыше 3,5 мм

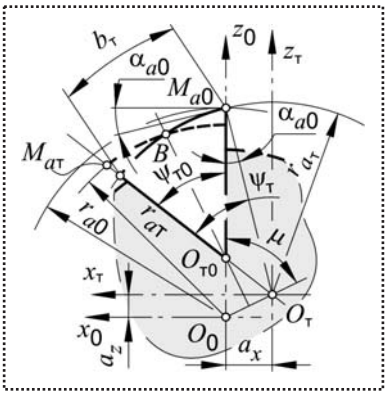

Рис. 3. Схема к расчету условия поворота рейки

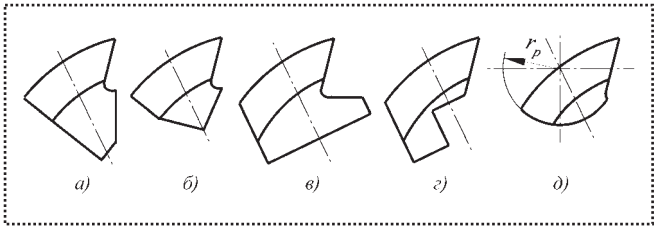

Рис. 4. Варианты форм реек и пазов в корпусе фрезы:
а, б – с прямолинейными пересекающимися боковыми сторонами; *в, г* – с параллельными боковыми сторонами; *д* – с базовой поверхностью, очерченной по дуге окружности

Для первого варианта важным является определение условия поворота рейки в такое положение, когда ее задние поверхности будут располагаться на винтовой цилиндрической поверхности. При этом естественно существование однозначной взаимосвязи между диаметрами рабочего и технологического червяков. Для второго варианта основным является расчет такого диаметра технологического червяка, который обеспечивает наименьшее искажение профиля фрезы при переточках.

Для фрез, изготовленных по первому варианту, при повороте реек на 180° корпус выполняет функцию технологического приспособления. В таком положении задние поверхности реек расположены на винтовой поверхности, ход которой равен ходу витков основного червяка.

Исходными данными для расчета являются: задний угол на вершине режущей рейки α_{a0}, радиус технологического червяка $r_{aт}$ и ширина рейки $b_т$ по дуге окружности технологического червяка (рис. 3).

Так как при профилировании винтовой поверхности технологического червяка и эксплуатации фрезы используют один и тот же корпус, то поворот режущих реек в пазах осуществляют вокруг биссектрисы $BO_{т0}$ торцового угла профиля паза $\psi_{т0}$.

Взаимосвязь радиусов рабочего (основного) червяка и технологического определяют по зависимости

$$r_{a0} = \frac{r_{aт}\cos[0{,}5(r_{aт}\alpha_{a0} - b_т)/r_{aт}]}{\cos[0{,}5(r_{aт}\alpha_{a0} + b_т)/r_{aт}]}.$$

Возможны три наиболее технологичных формы пазов и реек (рис. 4).

Ширину рейки b_0 на окружности вершин зубьев фрезы определяют запасом на переточки и не стачиваемой частью, обеспечивающей необходимую прочность рейки.

Для фрез, комплект реек которых профилируют в специальном технологическом корпусе, исходными данными для расчета являются: количество режущих реек z_{10}, рассчитываемое в зависимости от допустимой нагрузки на режущие зубья, например, толщины срезаемого слоя или погрешности бокового профиля f_f детали, подлежащей обработке; высота зуба обрабатываемой детали h_1; задний α_{a0} и передний γ_{a0} углы на вершине режущей рейки в рабочем корпусе; геометрические размеры рейки с учетом запаса ее ширины на переточки.

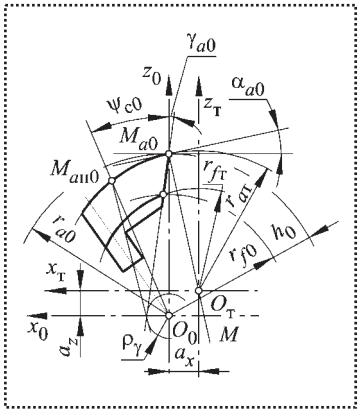

Рис. 5. Схема к расчету радиуса технологического червяка с учетом переточек

При заданном заднем угле α_{a0} на вершинной режущей кромке фрезы с радиусом r_{a0} (рис. 5), на прямой $M_{a0}M$, проходящей через точку M_{a0}, можно выбрать множество точек, определяющих множество центров $O_т$ окружностей технологических червяков. При изменении положения центра на прямой $M_{a0}M$ будет меняться и радиус окружности технологического червяка $r_{aт}$. Однако не все червяки будут удовлетворять точностным требованиям, т.е. обеспечивать наименьшее искажение профиля при переточках. Тогда при выбранном радиусе r_{a0} радиус окружности выступов технологического червяка определяют по формуле

$$r_{aт} = \frac{r_{a0}}{\cos\alpha_{a0} + \mathrm{tg}\,\beta_т \sin\alpha_{a0}},$$

где $\cos\beta_т = \dfrac{2 - \cos\psi_{c0} + 2\sin\psi_{c0}\sqrt{1-\cos\psi_{c0}}}{5 - 4\cos\psi_{c0}}$;

$\psi_{c0} = b_\alpha(j_{см} + 1)/r_{a0}$ – угол стачивания режущей рейки, зависящий от количества переточек фрезы, технологических и экономических факторов процесса зубофрезерования;

b_α – величина стачивания задней поверхности за одну переточку, немного превышающая величину износа этой поверхности;

$j_{см}$ – количество смен инструмента на переточки.

Разработанная конструкция сборной червячной фрезы предназначена для зубофрезерования цилиндрических эвольвентных зубчатых колес. Учитывая, что в настоящее время отсутствуют технологические сложности с профилированием абразивных кругов для шлифования задней винтовой поверхности фрезы, то ее целесообразно проектировать на основе эвольвентного производящего червяка. Это исключает появление органических погрешностей, которые имеются у фрез, спрофилированных на основе архимедова или конволютного червяков.

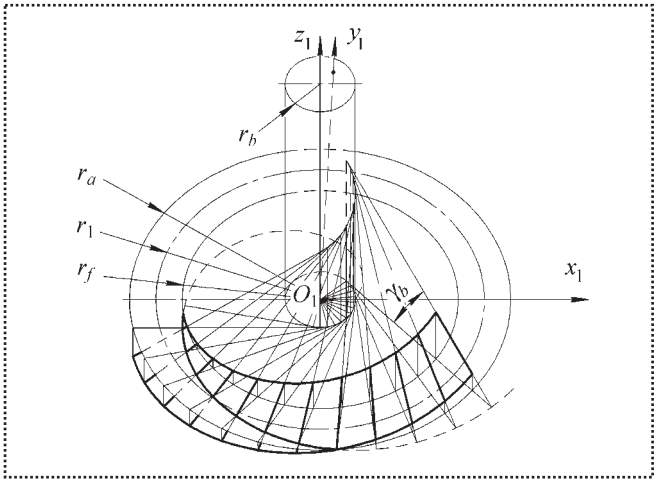

Рис. 6. Схема образования стороны эвольвентной винтовой поверхности

Профилем эвольвентной винтовой поверхности в плоскости, касательной к основной окружности, является прямая линия. *Эвольвентная винтовая поверхность* представляет собой совокупность двух координатных линий – образующей прямой (координатной линии u), являющейся прямобочным профилем червяка заданным в касательной плоскости к основному цилиндру червяка и направляющей линии (координатной линии ϑ), представляющей собой линию, по которой совершают винтовое движение точки образующей прямой (рис. 6). Таким образом, эвольвентная винтовая поверхность представляет собой сетку координатных линий u и ϑ и точка, находящаяся на этой поверхности, определяется двумя независимыми координатами: длиной образующей прямой u и углом развернутости эвольвенты ϑ, нормалью к которой является проекция образующей линии.

Эвольвентная винтовая поверхность, образованная винтовым движением режущей кромки рейки фрезы, описывается уравнениями:

$$x_{LR_1} = r_0\cos\vartheta + u_{LR}\cos\gamma_b\sin\vartheta;$$

$$y_{LR_1} = r_0\sin\vartheta - u_{LR}\cos\gamma_b\cos\vartheta;$$

$$z_{LR_1} = p(\vartheta - \vartheta_д) \mp (u_{LRд} - u_{LR})\sin\gamma_b \mp \frac{S}{2},$$

где S – ширина режущего зуба рейки на делительном диаметре эвольвентной винтовой поверхности;

p – винтовой параметр, определяющий перемещение на один радиан;

$$\vartheta = \mathrm{arctg}\frac{u\cos\gamma_b}{r_b};$$

$$\frac{r_f}{\cos\gamma_b} \le u \le \frac{r_a}{\cos\gamma_b}.$$

Эта эвольвентная производящая поверхность является основой для проектирования винтовой поверхности технологического червяка и расчета профиля резца и шлифовального круга, а также параметров их установки.

Сборные червячные фрезы описанной конструкции производятся ООО "Принт" (г. Тула) и внедрены в производство зубчатых колес ОАО "Тутаевский моторный завод", ОАО "Тулаточмаш" и других предприятий.

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

Исследование динамики вибрационного сопряжения с нижней опорой торца охватываемой детали

Рассмотрен процесс сборки цилиндрических деталей с зазором наложением вибрации. Представлен алгоритм расчета суммарного времени сопряжения по всем этапам движения.

При свободной сборке с предварительным наклоном осей сопрягаемых деталей для осуществления технологического перемещения в направлении, перпендикулярном сборочному, требуется приложить относительную вибрацию.

Наиболее просто это реализовать при установке охватываемой детали на охватывающую сверху под некоторым случайным углом перекоса их осей. При этом вибрация может быть осуществлена с применением дебалансных вибраторов, в частности с приводом от турбины [1].

В дискретном сборочном устройстве для эффективного создания вибрации и виброизоляции от отдельно работающего оборудования дебалансный вибратор целесообразно реализовать как двухмассовую колебательную систему. Здесь (рис. 1) несбалансированный ротор *7* (дисбаланс Δ) подвешивают в подшипниковых узлах *4*, *5* относительно реактивной массы корпуса *1* на упругих подвесах *3*, а сам корпус устанавливают на амортизаторах *2* относительно основания. Вращение несбалансированного ротора осуществляют турбиной *6*, а торможение – турбиной *8* струями сжатого воздуха, соответственно истекающими из сопел *9* и *10*. На роторе установлено сборочное приспособление *11*, в котором расположены детали сборочного комплекта.

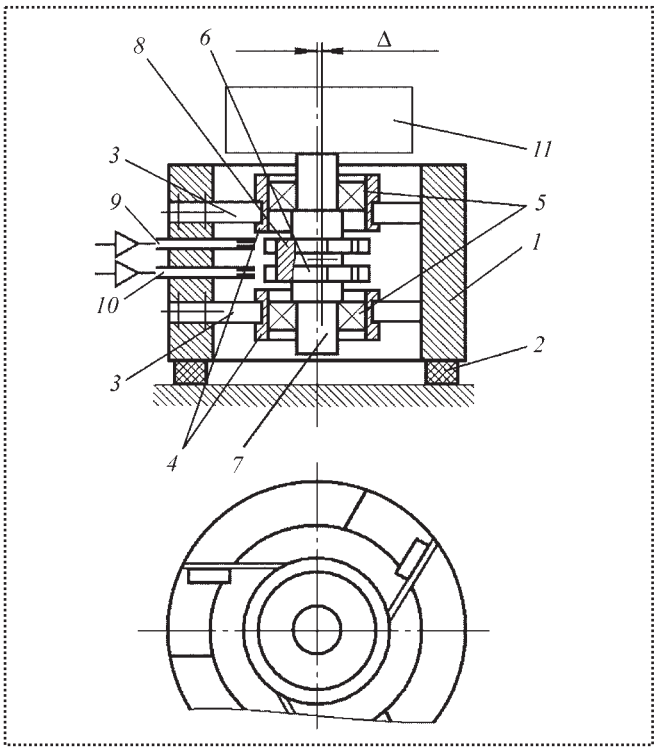

Рис. 1. Дебалансный вибропривод сборочной позиции

В этом случае исключена возможность силового замыкания в системе "сборочное приспособление – сборочный комплект" (СП–СК) и создаются, в силу отсутствия кинематических связей, предпосылки быстрой переналадки устройства.

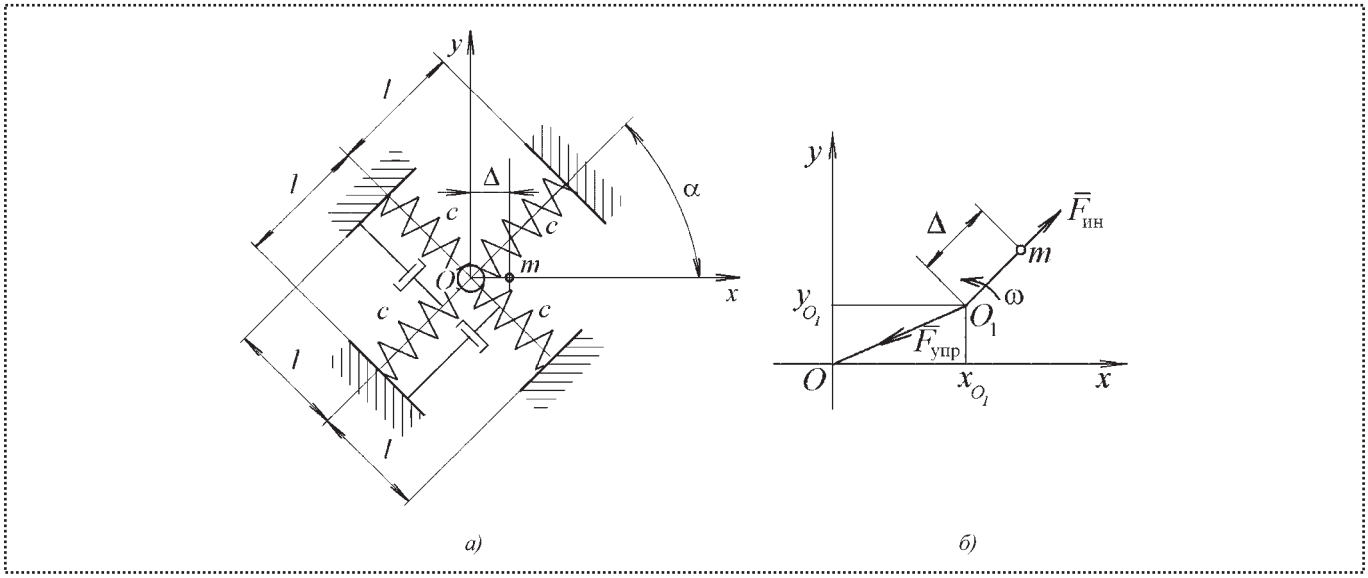

Рис. 2. Физическая модель колебаний несбалансированного ротора:
а – схема упругой подвески; *б* – силы, действующие на ось ротора

При вращении несбалансированного ротора детали СК будут испытывать вращение с круговой частотой ω, которое приводит за счет дисбаланса ротора Δ к вибрационному воздействию с амплитудой α. Такая конструкция позволяет в широких пределах варьировать частоту ω и связанную с ней амплитуду α вибрации. Однако наличие вращения при относительном наклоне одной из деталей создает центробежные ускорения, которые накладывают ограничения на рабочие параметры устройства.

Для оценки этих ограничений следует выяснить, как величина амплитуды α колебаний в данном устройстве зависит от частоты ω вращения несбалансированного ротора.

Для определения величин сил $F_{упр}$ упругости подвесов в модель [2] свободных колебаний материальной точки на распределенных упругих подвесах добавлена правая часть с возбуждающей силой F' и коэффициента вязкого демпфирования Q.

Модифицированная модель представлена на рис. 2. При вращении ротора вокруг оси O_1 возникает сила $F_{ин}$, отклоняющая систему от положения равновесия O (рис. 2, *б*). При этом сила $F_{упр}$ упругости стремится вернуть систему в начало координат O. Принято, что демпфирование в упругих элементах пропорционально скорости перемещения объекта. Тогда поведение системы может быть описано следующими дифференциальными уравнениями:

$$\begin{aligned}&\ddot{x}+2q\dot{x}+k^2(2x-l[(1+(1+\sqrt{2}x/l)^{-2})^{-0,5}-\\&-(1+(1-\sqrt{2}x/l)^{-2})^{-0,5}])=h(t)\cos(\omega(t)t);\\&\ddot{y}+2q\dot{y}+k^2(2y-l[(1+(1+\sqrt{2}y/l)^{-2})^{-0,5}-\\&-(1+(1-\sqrt{2}y/l)^{-2})^{-0,5}])=h(t)\sin(\omega(t)t),\end{aligned} \quad (1)$$

где $k=\sqrt{2c/m}$ – собственная круговая частота колебательной системы; m – приведенная масса двухмассовой колебательной системы;

$2q=Q/m$;

$\omega(t)=2\pi n(t)$, $n(t)$ – закон изменения круговой частоты вращения ротора;

$c=12EJ/l^3$ – жесткость упругого элемента подвески ротора;

E – модуль упругости материала упругого элемента;

J, l – соответственно геометрический момент инерции сечения и длина пластины упругого элемента (рис. 2, *а*).

Для определения параметров вибрации, возникающей при вращении ротора, необходимо оценить $r(t)=\sqrt{x^2(t)+y^2(t)}$ – закон изменения радиус-вектора центра вращения оси несбалансированного ротора относительно начала координат O. Поскольку характер реализованного таким образом колебательного процесса зависит от различно-

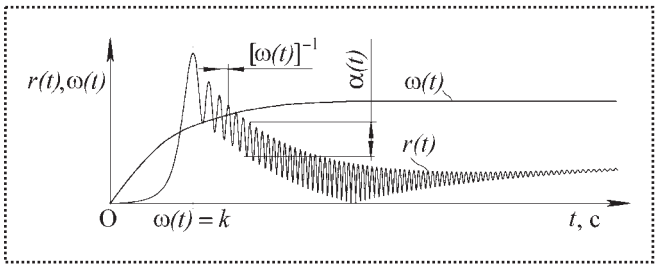

Рис. 3. Влияние частоты вращения несбалансированного ротора на амплитуду колебаний сборочной позиции

го сочетания исходных параметров: величины дисбаланса Δ, частоты k собственных колебаний, которая в свою очередь зависит от приведенной массы m и жесткости c, то возможны различные режимы его работы. В частности, на рис. 3 представлен один из возможных графиков изменения во времени величины радиус-вектора $r(t)$ при экспоненциальном характере изменения числа $n(t)$ оборотов ротора предлагаемого устройства.

Представленные на рис. 3 результаты получены численным решением системы уравнений (1) в среде "Maple10" методом Рунге–Кутта 6...7 порядка. Анализ решений позволил установить, что круговая частота колебаний радиус-вектора достаточно близка к круговой частоте ω вращения несбалансированного ротора, а амплитуда α колебаний зависит от соотношения собственных и вынужденных частот колебаний системы. Причем адекватность используемой модели подтверждена фактом падения амплитуды колебаний после прохождения частоты среза $\omega(t) = k$ (рис. 3).

Таким образом, получены необходимые данные для исследования влияний параметров полученных колебаний на сопряжение, в частности цилиндрических деталей с зазором.

Согласно предлагаемой схеме свободной сборки (рис. 4) на перемещение детали *2* относительно детали *1* влияют следующие активные силы: сила $F_т = mg$ тяжести, центробежная сила $F_ц = m\mu\omega^2$, переменная сила вибрационного воздействия $F_в = ma\omega^2\sin(\omega t)$,

где μ – дисбаланс охватываемой детали *2* относительно оси охватывающей детали *1*, определяемый координатами x_c, y_c ее центра масс.

Установка охватываемой детали *2* происходит под некоторым начальным углом θ_0, который определяют в соответствии с величиной возможного смещения ε осей сопрягаемых деталей на сборочной позиции и условиями, исключающими выброс детали *2* из сборочного устройства под действием центробежной силы $F_ц$.

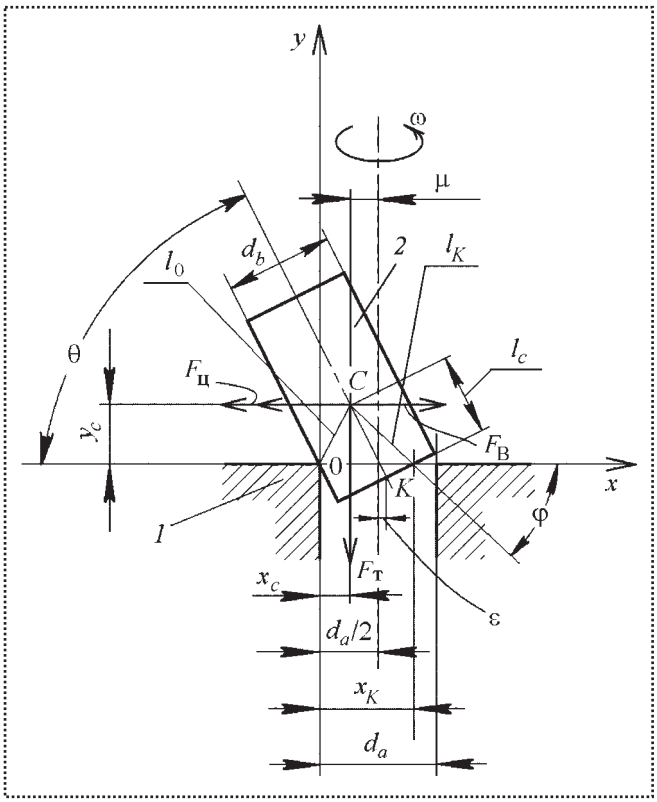

Рис. 4. Расчетная схема условий сопряжения деталей при вибрационном воздействии:
d_a, d_b – соответственно диаметры охватывающей и охватываемой поверхностей; θ – угол перекоса осей сопрягаемых поверхностей; K – точка двухточечного контакта деталей; C – точка центра масс деталей; l_c – расстояние от торца до центра масс охватываемой детали *2*; l_K – расстояние от центра масс до K; x_K – координата двухточечного контакта сопрягаемых поверхностей; φ – угол наклона детали *2*, определяющий положение K относительно центра масс; l_0 – расстояние от центра масс до точки контакта 0

Необходимым условием, исключающим выброс детали *2*, является то, что направление максимального по величине вектора равнодействующей активных сил, действующих на центр масс, будет пересекать ось OX в пределах отрезка x_K:

$$\frac{g}{\omega^2(\mu + a)} \le \frac{y_c}{x_c}.$$

С другой стороны, для обеспечения относительного движения сопрягаемых деталей необходимо, чтобы направление той же равнодействующей при вибрационном воздействии, направленном в сторону, противоположную вектору $\overline{F}_ц$, пересекало

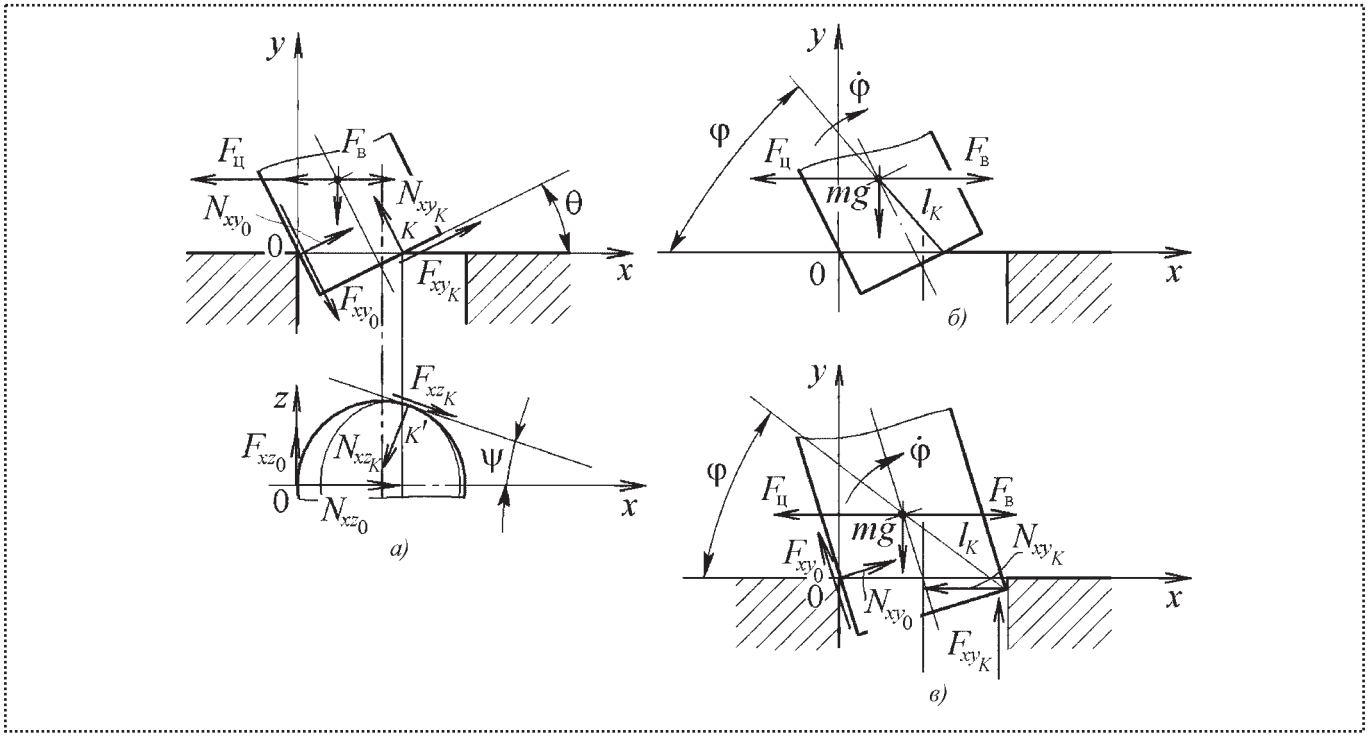

Рис. 5. Этапы относительного перемещения деталей:
а – трехточечный двухсторонний контакт сопрягаемых поверхностей; *б* – двухточечный односторонний контакт; *в* – двухточечный двухсторонний контакт;
F – сила трения; *N* – реакции опоры; ψ – угол направленного действия сил трения

ось абсцисс справа от отрезка x_K, что соответствует условию:

$$\frac{g}{\omega^2(\mu - a)} \geq \frac{y_c}{x_K - x_c}. \qquad (2)$$

Таким образом, общее условие сборки при данной схеме определяют как

$$\frac{y_c}{x_c} \leq \frac{g}{\omega^2(\mu + \alpha)};$$

$$\frac{y_c}{x_K - x_c} \geq \frac{g}{\omega^2(\alpha - \mu)},$$

где $x_c = d_a - \frac{(d_b \sin\theta)}{2} - l_c \cos\theta;$

$$y_c = l_c \sin\theta + \left(\frac{d_b}{2} - x_K \sin\theta\right)\cos\theta, \qquad (3)$$

$$\mu = \frac{d_a}{2} - \frac{(d_b \cos\theta)}{2} - l_c \sin\theta;$$

$$x_K = \frac{(d_a - d_b \sin\theta)}{\cos^2\theta}. \qquad (4)$$

Для упрощения решения при разработке динамической модели вибрационного сопряжения цилиндрических деталей под углом были сделаны следующие допущения:

1) сопрягаемые детали абсолютно твердые шероховатые тела;

2) трение между соприкасающимися поверхностями сухое и подчиняется закону Амонтона–Кулона;

3) охватываемую деталь рассматривают как физический маятник с массой, сосредоточенной в центре масс;

4) взаимодействие сопрягаемых поверхностей безударное в силу "мягкой" характеристики виброударных систем с натягом, к каковым относят рассматриваемую систему (рис. 2);

5) контакт сопрягаемых поверхностей меняется от трехточечного до одностороннего двухточечного, затем двухстороннего двухточечного, а затем одностороннего одноточечного;

6) относительное перемещение сопрягаемых деталей осуществляют за счет вращения и гармонического воздействия с частотой и амплитудой, определенными выше.

Согласно данных допущений процесс сопряжения можно разделить на три стадии (рис. 5). На первом этапе при совпадении направлений векторов центробежной силы $F_ц$ и силы $F_в$ вибрационного воздействия, когда вектор равнодействующей пересекает ось абсцисс в пределах отрезка x_K, имеет место трехточечный контакт деталей (рис. 5, *а*). На этом этапе относительного движения деталей не происходит до тех пор, пока не произойдет отрыв охватываемой детали от т. О. В пределах этого этапа можно считать, что поворота относительно т. О и перемещения вокруг т. *K* не происходит. Соответственно, из-за малых значений угла θ и из-за высоких величин приведенных сил трения: $F_K = \sqrt{\left(\frac{F_{xy}}{\cos\theta}\right)^2 + \left(\frac{F_{xz}}{\sin\psi}\right)^2}$. Время $t_{отр}$ отрыва определяют из следующего соотношения:

$$t_{отр} = (\omega^2)^{-1} \arcsin\left\{\alpha^{-1}\left[\frac{g(x_K - x_c)}{y_c\omega^2} + \mu\right]\right\}.$$

После отрыва от т. О по приведенным выше причинам вокруг т. *K* осуществляется только поворот с угловой скоростью $\dot{\varphi}$ (рис. 5, *б*). Этот этап продолжается до тех пор, пока скорость $\dot{\varphi}$ не изменит знак. В силу малости перемещений в пределах одного периода колебаний можно считать, что в этот момент детали приобретают новое угловое относительное расположение $\varphi_1 = \varphi + \Delta\varphi$, которое не изменяется до конца этого периода. На этом этапе относительное перемещение можно описать уравнением в форме Лагранжа 2-го рода:

$$\begin{aligned} &m(\rho^2 + l_K^2)\ddot{\varphi} = Q_\varphi; \\ &Q_\varphi = ml_K[\omega^2(\alpha\sin(\omega t) - \mu)\sin\varphi - g\cos\varphi], \end{aligned} \qquad (5)$$

где φ – угловое ускорение;

Q_φ – обобщенный момент;

ρ – радиус инерции валика *2*.

Уравнение сугубо нелинейное, и до завершения этого этапа его следует решать численно. По окончании этого цикла перемещения новое угловое положение деталей определяют величиной $\theta_1 = \theta - \Delta\varphi$. Приравняв $\theta = \theta_1$ и используя уравнения связи (2...4), можно определить начальные условия для вычисления следующих координат.

Затем, после достижения предельного положения, соответствующего трехточечному контакту, когда $x_K = d_a$, а $l_c = l_K$, происходит переход к двухстороннему двухточечному контакту (рис. 5, *в*). Поскольку нас интересует наибольшее значение времени $t_{сб}$ сборки, физическую модель, представленную выше, можно принять и на этом этапе. Дополнительно лишь следует добавить, что после достижения положения, при котором угловая скорость $\dot{\varphi}$ меняет знак, движение деталей определяют только перемещением *s* вдоль оси ординат *OY*, и время этого перемещения можно определить согласно выражению: $t = \sqrt{2s/g}$.

Результаты расчета суммарного времени $t_{сб}$ сопряжения по всем этапам движения, который осуществлялся в среде пакета "Maple-10", согласно описанному выше алгоритму близки к экспериментальным данным, что позволяет использовать данный подход к определению рабочих параметров сборочного устройства на стадии его проектирования.

Тем не менее, условия (3) определяют ограниченность применения данной схемы сборки. Поэтому использование свободной вибрационной сборки под углом можно реализовать при верхнем подвесе охватываемой или охватывающей детали.

Список литературы

1. **Патент РФ** № 2239735. Устройство для сборки роликовых подшипников / М.Г. Кристаль, Е.В. Стегачев, А.В. Широкий. Опубл. БИ № 31, 2004.

2. **Тимошенко С.П.** Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер. перевод с англ. канд. физ.-мат. наук Л.Г. Корнейчука. М.: Машиностроение, 1985. 472 с.

УДК 621.88.087

Ю.З. Житников, *д-р техн. наук;* **О.В. Золотарева**, *канд. техн. наук*
(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева)

Обоснование предельных режимов работы элеваторного устройства самоориентации деталей типа вилки

Приведено обоснование предельных режимов работы элеваторного устройства самоориентации деталей сложной формы, при которых исключено повреждение деталей.

Substantiation of utmost permissible operating conditions for elevator device of self – orientation of complex-shape parts is given. Operating conditions for device guarantees a prevention of damage of parts.

Операции автоматического ориентирования различных деталей и заготовок в процессе их изготовления имеют большое значение, причем наибольший интерес для использования представляют пассивные способы ориентации [1].

Существует метод самоориентации деталей типа вилка из бункерного устройства при помощи элеватора [2].

В процессе самоориентации деталей при помощи элеватора происходит их интенсивное ворошение полками захвата, проходящими сквозь толщу деталей, находящихся в бункере хаотично, т.е. навалом. При этом может иметь место повреждение поверхностей деталей в результате их соударения с полками захвата и друг с другом.

Следовательно, необходимо определить предельные режимы работы ориентирующего устройства, а именно, предельную скорость движения транспортера элеватора, при которой не происходит повреждение поверхностей деталей.

Определим допустимое быстродействие транспортера элеватора с точки зрения исключения возможных повреждений ориентируемых деталей в результате их соударения с полками захвата в процессе самоориентации.

Рассмотрим случай удара полки захвата о деталь, при котором последняя может получить наибольшую упругую деформацию. Это возможно при горизонтальном расположении детали, так как в этом случае произойдет соударение детали с углом полки (рис. 1).

Для определения предельной скорости движения транспортера элеватора воспользуемся теоремой об изменении главного вектора количества движения системы для случая удара [3]

$$M\bar{V}_{эл} - M\bar{V}_{нач} = \sum \bar{S}^{e}_{i\,уд}, \qquad (1)$$

где $\bar{V}_{эл}$ – вектор скорости системы после удара, т.е. скорости движения транспортера элеватора;

$\bar{V}_{нач}$ – вектор начальной скорости системы до удара;

M – масса всей системы, движущейся в результате удара;

$M = nmk_{сц}$, где n – количество деталей;

m – масса одной детали;

$k_{сц} = 1{,}5...2{,}0$ – коэффициент сцепления с деталями в бункере;

$\bar{S}^{e}_{i\,уд}$ – вектор импульса внешних сил, действующих на систему, т.е. силы удара $\bar{F}^{e}_{i\,уд}$:

$$\sum \bar{S}^{e}_{i\,уд} = \sum \bar{F}^{e}_{i\,уд}\Delta t, \qquad (2)$$

Δt – время удара.

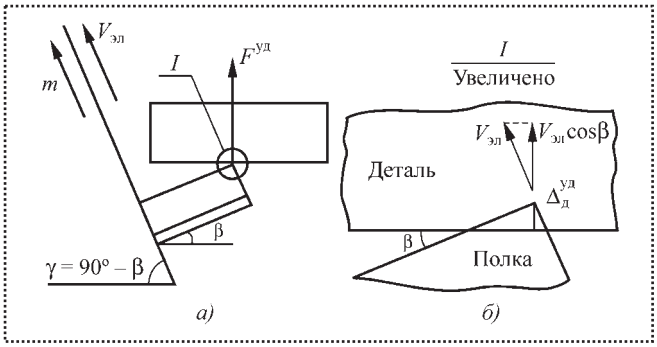

Рис. 1. Схема взаимного расположения полки захвата и ориентируемой детали при их соударении, в результате которого деталь может получить наибольшую упругую деформацию:
а – общая схема; *б* – участок упругого деформирования; $F^{уд}$ – сила удара полки о деталь; $V_{эл}$ – скорость перемещения транспортера элеватора; m – ось, направленная по движению транспортера элеваторов; β – угол наклона относительно горизонтальной поверхности; γ – угол наклона транспортера элеватора относительно горизонтальной поверхности; $\Delta^{уд}_{д}$ – величина упругой деформации детали при ударе

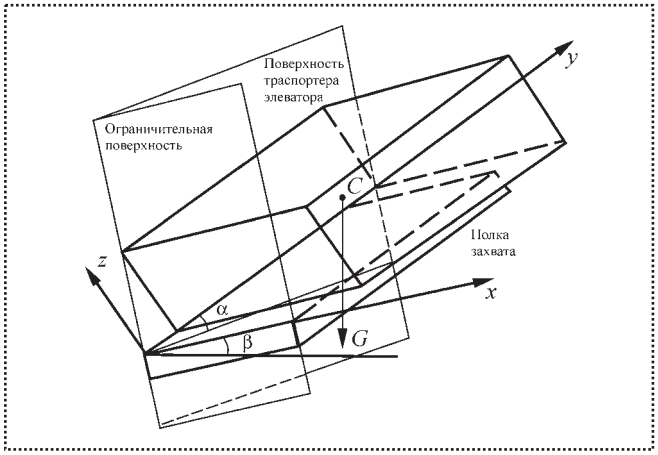

Рис. 2. Положение ориентируемой детали на полке захвата: *C* – центр масс детали; *G* – сила тяжести (вес) детали; α – угол наклона полки захвата; β – угол наклона полки относительно горизонтальной поверхности, образовавшийся при наклоне транспортера элеватора

В проекции на ось *m*, направленную по движению транспортера элеватора (рис. 1, *а*)

$$MV_{\text{эл}\,m} - MV_{\text{нач}\,m} = \sum F_m^{\text{уд}} \Delta t \cos\beta, \qquad (3)$$

где β – угол наклона полки относительно горизонтальной плоскости, образовавшийся при наклоне транспортера элеватора (рис. 2).

Если деталь в начальном положении неподвижна, то $V_{\text{нач}\,m} = 0$ и уравнение (3) принимает вид

$$MV_{\text{эл}\,m} = \sum F_m^{\text{уд}} \Delta t \cos\beta. \qquad (4)$$

Работа, совершаемая при ударе, и работа, совершаемая при медленной упругой деформации, равны при условии, что деформации одинаковы:

$$A = F_{\text{д}} \Delta_{\text{д}} = F_m^{\text{уд}} \Delta_{\text{д}}^{\text{уд}}, \qquad (5)$$

где $F_{\text{д}}$ – сила, вызывающая упругую деформацию при медленном нагружении;

$\Delta_{\text{д}}$ – величина упругой деформации детали при медленном нагружении;

$\Delta_{\text{д}}^{\text{уд}}$ – величина упругой деформации детали при ударе.

Найдем составляющие выражения (5).

Сила $F_{\text{д}}$ вызывает напряжение смятия $\sigma_{\text{см}}$, которое не должно превышать допустимого значения:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\text{д}}}{S_{\text{д}}} \le [\sigma_{\text{см}}], \qquad (6)$$

где $S_{\text{д}}$ – площадь упругой деформации;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – предельно допустимое напряжение смятия:

$$[\sigma_{\text{см}}] = 0{,}8\sigma_{\text{т}}, \qquad (7)$$

где $\sigma_{\text{т}}$ – предел текучести материала детали.

Получаем

$$F_{\text{д max}} = \frac{[\sigma_{\text{см}}] S_{\text{д}}}{k_{\text{з.у}}}, \qquad (8)$$

где $F_{\text{д max}}$ – сила, вызывающая предельно допустимое напряжение смятия при медленном нагружении;

$k_{\text{з.у}}$ – коэффициент запаса усилия: $k_{\text{з.у}} = 1{,}25...1{,}5$.

В процессе самоориентации детали с помощью элеваторного устройства допускается величина упругой деформации $\Delta_{\text{д max}}$, не превышающая треть допуска $\Delta_{\text{доп}}$ на размер детали

$$\Delta_{\text{д max}} = \frac{\Delta_{\text{доп}}}{3}. \qquad (9)$$

При ударе система совершает равномерное прямолинейное движение. Упругую деформацию $\Delta_{\text{д}}^{\text{уд}}$ детали при ударе можно выразить через среднюю скорость $V_{\text{д.ср}}$ ее перемещения за время удара (см. рис. 1, *б*)

$$\Delta_{\text{д}}^{\text{уд}} = V_{\text{д.ср}} \Delta t \cos\beta$$

или

$$\Delta_{\text{д}}^{\text{уд}} = \frac{V_{\text{эл}\,m}}{2} \Delta t \cos\beta. \qquad (10)$$

С учетом выражений (8)–(10), (5) запишется

$$\frac{[\sigma_{\text{см}}] S_{\text{д}} \Delta_{\text{доп}}}{3k_{\text{з.у}}} = F_m^{\text{уд}} \frac{V_{\text{эл}\,m}}{2} \Delta t \cos\beta. \qquad (11)$$

Тогда

$$F_m^{\text{уд}} \Delta t = \frac{2[\sigma_{\text{см}}] S_{\text{д}} \Delta_{\text{доп}}}{3k_{\text{з.у}} V_{\text{эл}\,m} \cos\beta}. \qquad (12)$$

Подставляя (12) в выражение (4), имеем

$$MV_{\text{эл}\,m} = \frac{2[\sigma_{\text{см}}] S_{\text{д}} \Delta_{\text{доп}}}{3k_{\text{з.у}} V_{\text{эл}\,m}}. \qquad (13)$$

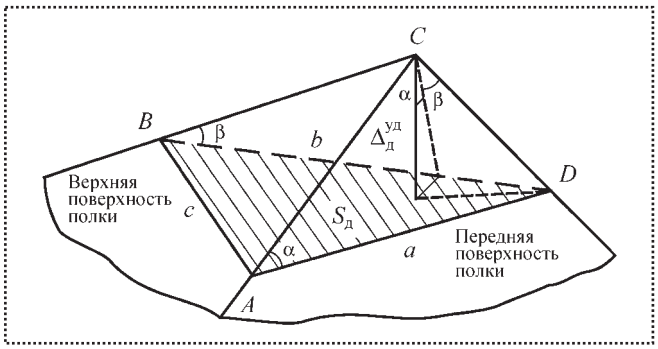

Рис. 3. Определение площади $S_д$ упругодеформированного участка поверхности детали, образовавшегося в результате ее соударения с полкой захвата:
$\Delta_д^{уд}$ – величина упругой деформации детали при ударе; α и β – углы наклона полки относительно горизонтальной поверхности; *a*, *b* и *c* – длины сторон участка деформации

Отсюда получаем выражение для определения предельной скорости $V_{эл\ max}$ движения транспортера элеватора

$$V_{эл\ max} = \sqrt{\frac{2[\sigma_{см}]S_д\Delta_{доп}}{3Mk_{з.у}}}. \quad (14)$$

Скорость $V_{эл}$ движения транспортера элеватора не должна превышать предельно допустимого значения

$$V_{эл} \le \sqrt{\frac{2[\sigma_{см}]S_д\Delta_{доп}}{3nmk_{сц}k_{з.у}}}. \quad (15)$$

Выражение (15) определяет допустимое быстродействие транспортера элеватора, исключающее возможность повреждений ориентируемых деталей в результате их соударения с полками захвата в процессе самоориентации.

Для определения площади $S_д$ упругой деформации рассмотрим поверхность детали, подвергнувшейся удару. Участок деформации представляет собой трехгранную пирамиду *CABD*, у которой все углы при вершине *C* прямые, а высотой является величина упругой деформации $\Delta_д^{уд}$ детали при ударе (рис. 3). Площадь основания этой пирамиды, т.е. площадь треугольника *ABD*, является площадью $S_д$ упругой деформации, для определения которой воспользуемся формулой Герона

$$S_д = S_{\Delta ABD} = \sqrt{p(p-a)(p-b)(p-c)}; \quad p = \frac{a+b+c}{2}, \quad (16)$$

где *a*, *b* и *c* – стороны треугольника *ABD* (см. рис. 3).

Угол между расположенной вертикально высотой $\Delta_д^{уд}$ пирамиды и ее ребром *CD* образован последовательными наклонами полки захвата относительно горизонтальной поверхности на углы α и β (см. рис. 2). Тогда

$$CD = \frac{\Delta_д^{уд}}{\cos\alpha\cos\beta}. \quad (17)$$

Грани *ACD* и *BCD* пирамиды представляют собой прямоугольные треугольники с прямыми углами при вершине, определим их стороны *AD* и *BD*, которые одновременно являются сторонами *a* и *b* основания пирамиды соответственно

$$a = AD = \frac{CD}{\sin\alpha} = \frac{\Delta_д^{уд}}{\sin\alpha\cos\alpha\cos\beta}; \quad (18)$$

$$b = BD = \frac{CD}{\sin\beta} = \frac{\Delta_д^{уд}}{\cos\alpha\sin\beta\cos\beta}. \quad (19)$$

Ребра *AC* и *BC* пирамиды

$$AC = \frac{CD}{\mathrm{tg}\alpha} = \frac{\Delta_д^{уд}}{\sin\alpha\cos\beta}; \quad (20)$$

$$BC = \frac{CD}{\mathrm{tg}\beta} = \frac{\Delta_д^{уд}}{\cos\alpha\sin\beta}. \quad (21)$$

Грань *ABC* пирамиды также представляет собой прямоугольный треугольник с прямым углом при вершине *C*. Сторона *c* основания пирамиды:

$$c = AB = \sqrt{AC^2 + BC^2} = \sqrt{\frac{\Delta_д^{уд}}{\sin^2\alpha\cos^2\beta} + \frac{\Delta_д^{уд^2}}{\cos^2\alpha\sin^2\beta}} = \sqrt{\frac{\Delta_д^{уд^2}(\cos^2\alpha\sin^2\beta + \sin^2\alpha\cos^2\beta)}{\sin^2\alpha\cos^2\alpha\sin^2\beta\cos^2\beta}};$$

$$c = \frac{\Delta_д^{уд}\sqrt{\cos^2\alpha\sin^2\beta + \sin^2\alpha\cos^2\beta}}{\sin\alpha\cos\alpha\sin\beta\cos\beta}. \quad (22)$$

Если площадь $S_д$ упругой деформации максимальна при величине деформации, равной трети

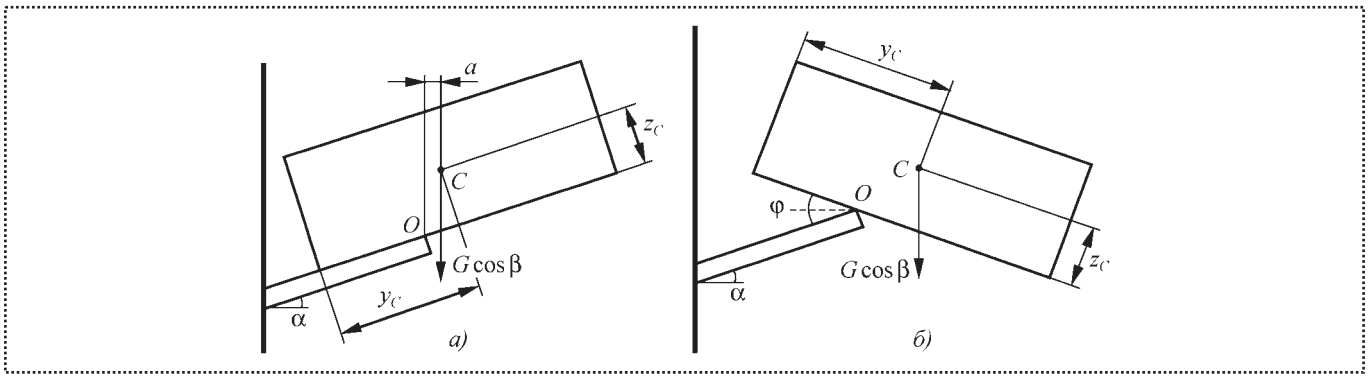

Рис. 4. Неустойчивое положение детали на полке:
а – в момент захвата; *б* – вращательное движение детали относительно ребра полки в последующий промежуток времени; *C* – центр масс детали; *G* – сила тяжести (вес) детали; α и β – углы наклона полки относительно горизонтальной поверхности; y_C и z_C – координаты центра масс детали; *a* – смещение центра масс детали за пределы полки; φ – угол поворота детали

допуска $\Delta_{доп}$ на размер детали, то выражения (18), (19) и (22) примут вид

$$a = \frac{\Delta_{доп}}{3\sin\alpha\cos\alpha\cos\beta}; \quad (23)$$

$$b = \frac{\Delta_{доп}}{3\cos\alpha\sin\beta\cos\beta}; \quad (24)$$

$$c = \frac{\Delta_{доп}\sqrt{\cos^2\alpha\sin^2\beta + \sin^2\alpha\cos^2\beta}}{3\sin\alpha\cos\alpha\sin\beta\cos\beta}. \quad (25)$$

При подстановке значений (23), (24) и (25) в выражение (16) получим значение площади $S_д$ упругой деформации деталей в процессе их самоориентации при помощи элеватора.

Выполним проверку быстродействия транспортера элеватора с точки зрения исключения возможного брака при соударении деталей, находящихся в бункере, с деталью, упавшей с полки захвата в процессе ее самоориентации.

Если при захвате деталь не заняла устойчивое положение на полке, т.е. имеется смещение *a* центра масс детали за пределы полки (рис. 4, *а*), то под действием собственного веса *G* она начнет совершать вращательное движение относительно ребра полки (рис. 4, *б*) и через некоторый промежуток времени упадет обратно в бункер. За этот промежуток времени она будет поднята полкой на определенную высоту, в результате падения с которой произойдет удар упавшей детали о другие детали, находящиеся в бункере. Вследствие этого может произойти их повреждение, так как сила удара зависит от высоты падения детали, что, в свою очередь, определяется скоростью $V_{эл}$ движения транспортера элеватора.

Следовательно, необходимо выполнить проверку быстродействия транспортера, рассмотрев удар упавшей детали о детали, находящиеся в бункере элеваторного устройства.

Вращательное движение детали относительно ребра полки при ее падении описываем уравнением [4]

$$I_x\ddot{\varphi} = G\cos\beta a, \quad (26)$$

где I_x – момент инерции детали относительно оси вращения *x*, перпендикулярной плоскости рисунка и проходящей через точку *O* (см. рис. 4, *а*);

$\ddot{\varphi}$ – угловое ускорение движения детали;

φ – угол поворота детали;

β – угол наклона полки относительно горизонтальной плоскости, образовавшийся при наклоне транспортера элеватора (см. рис. 2).

Используя (26), получим

$$\ddot{\varphi} = \frac{G\cos\beta a}{I_x}. \quad (27)$$

Тогда угловая скорость детали

$$\dot{\varphi} = \frac{G\cos\beta a}{I_x}t, \quad (28)$$

где *t* – время поворота детали. Отсюда выражение для определения угла поворота

$$\varphi = \frac{G\cos\beta a}{I_x}\frac{t^2}{2}. \quad (29)$$

Момент инерции детали согласно теореме Гюйгенса [3]

$$I_x = I_C + ml^2, \qquad (30)$$

где $I_C = \frac{1}{12}mL^2$ – момент инерции детали относительно оси, проходящей через ее центр масс;

m – масса детали;

L – длина детали;

l – расстояние от центра масс детали до оси вращения x, перпендикулярной плоскости рисунка и проходящей через точку O (рис. 5).

Тогда момент инерции детали в рассматриваемом случае:

$$I_x = \frac{1}{12}mL^2 + ml^2 = m\left(\frac{L^2}{12} + l^2\right), \qquad (31)$$

где

$$l^2 = OC^2 = CK^2 + OK^2,$$

$$CK = z_C,$$

$$OK = OM + MK = \frac{a}{\cos\alpha} + z_C \operatorname{tg}\alpha$$

(здесь z_C – координата центра тяжести детали),

$$l^2 = z_C^2 + \left(\frac{a}{\cos\alpha} + z_C \operatorname{tg}\alpha\right)^2;$$

$$l^2 = \frac{z_C^2 + a^2 + 2az_C \sin\alpha}{\cos^2\alpha}. \qquad (32)$$

Тогда

$$I_x = m\left(\frac{L^2}{12} + \frac{z_C^2 + a^2 + 2az_C \sin\alpha}{\cos^2\alpha}\right). \qquad (33)$$

За время t поворота детали ее крайняя точка N (см. рис. 5) совершит перемещение S по дуге

$$S = R\varphi, \qquad (34)$$

где R – расстояние от точки поворота детали до точки соударения с другими деталями, т.е. отрезок ON:

$$R = L - y_C + (OM + MK) = L - y_C + \left(\frac{a}{\cos\alpha} + z_C \operatorname{tg}\alpha\right);$$

$$R = L - y_C + \frac{a + z_C \sin\alpha}{\cos\alpha}, \qquad (35)$$

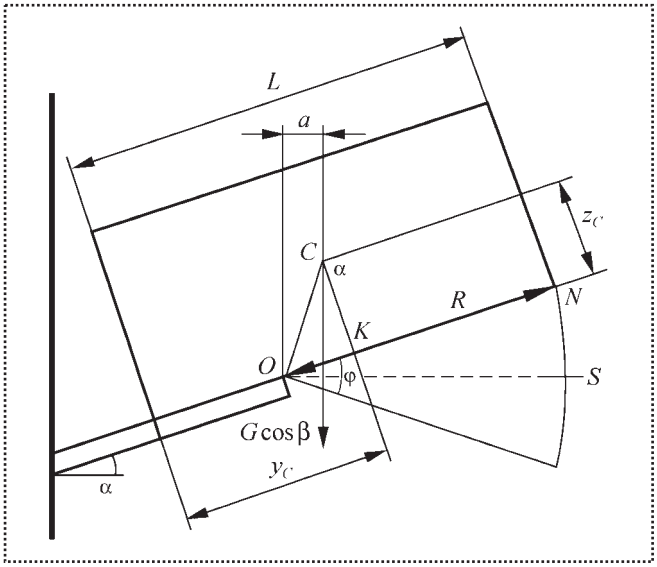

Рис. 5. Вращательное движение детали относительно ребра полки:
C – центр масс детали; G – сила тяжести (вес) детали; α и β – углы наклона полки относительно горизонтальной поверхности; L – длина детали; y_C и z_C – координаты центра масс детали; a – смещение центра масс детали за пределы ограничения полкой; φ – угол поворота детали; S – перемещение крайней точки N детали за время ее поворота относительно ребра полки; R – расстояние от точки O поворота детали до точки N соударения с другими деталями

где y_C – координата центра тяжести детали.

Перемещение S является также перемещением полки вместе с деталью по транспортеру элеватора

$$S = V_{эл}t, \qquad (36)$$

где $V_{эл}$ – скорость движения транспортера элеватора, определяемая выражением (15).

Приравниваем правые части уравнений (34) и (36)

$$R\varphi = V_{эл}t. \qquad (37)$$

Используя (28), (29) и (37), получаем систему уравнений

$$\dot{\varphi} = \frac{G\cos\beta a}{I_x};$$

$$\varphi = \frac{G\cos\beta a}{I_x}\frac{t^2}{2}; \qquad (38)$$

$$R\varphi = V_{эл}t.$$

Решив эту систему, запишем угловую скорость детали

$$\dot{\varphi} = \frac{2V_{эл}}{R}. \qquad (39)$$

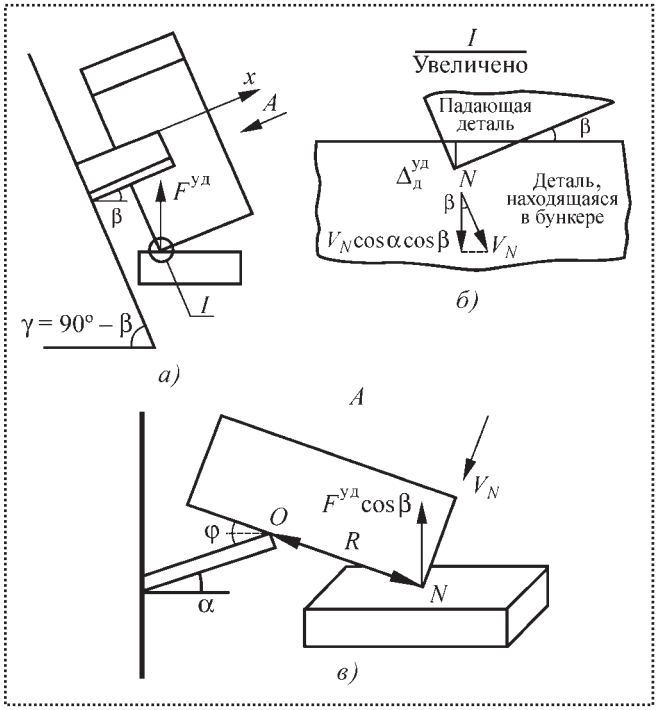

Рис. 6. Схема взаимного расположения падающей с полки захвата детали и детали, находящейся в бункере элеваторного устройства, при их соударении, в результате которого последняя может получить наибольшую упругую деформацию:
а – общая схема; *б* – участок упругого деформирования; *в* – вид *A*; $F^{уд}$ – сила удара падающей детали о деталь, находящуюся в бункере; V_N – скорость точки соударения *N* падающей детали с деталью, находящейся в бункере; α и β – углы наклона полки относительно горизонтальной поверхности; γ – угол наклона транспортера элеватора относительно горизонтальной поверхности; $\Delta_д^{уд}$ – величина упругой деформации детали при ударе; φ – угол поворота детали

При ударе упавшей с полки захвата детали о другую деталь, находящуюся в бункере элеваторного устройства, последняя может получить наибольшую упругую деформацию при ее горизонтальном расположении, так как в этом случае произойдет соударение этой детали с углом детали падающей (рис. 6).

Используя теорему об изменении кинетического момента механической системы, рассмотрим случай удара [4]

$$I_x(\dot{\varphi}_к - \dot{\varphi}_н) = F^{уд}\cos\beta R\cos\alpha\Delta t, \qquad (40)$$

где $\dot{\varphi}_н$ – начальная угловая скорость детали до удара;

$\dot{\varphi}_к$ – конечная угловая скорость детали после удара.

Если $\dot{\varphi}_к = 0$, то уравнение (40) примет вид

$$I_x\dot{\varphi}_н = F^{уд}\cos\beta R\cos\alpha\Delta t. \qquad (41)$$

При дальнейших вычислениях воспользуемся уравнением работы (5). Определим составляющие этого уравнения для рассматриваемого случая.

Сила, вызывающая упругую деформацию при медленном нагружении,

$$F_д = \sigma_{см} S_д, \qquad (42)$$

где $S_д$ – площадь упругой деформации.

Упругую деформацию детали при ударе $\Delta_д^{уд}$ выразим через среднюю линейную скорость $V_{срN}$ точки соударения *N* падающей детали с деталью, находящейся в бункере (см. рис. 6, *б*, *в*):

$$\Delta_д^{уд} = V_{срN}\Delta t\cos\alpha\cos\beta$$

или

$$\Delta_д^{уд} = \frac{V_N}{2}\Delta t\cos\alpha\cos\beta. \qquad (43)$$

Выразим линейную скорость V_N через угловую

$$V_N = R\dot{\varphi}_н. \qquad (44)$$

Тогда уравнение (41) принимает вид

$$\Delta_д^{уд} = \frac{R\dot{\varphi}_н}{2}\Delta t\cos\alpha\cos\beta. \qquad (45)$$

Используя (42) и (45), запишем уравнение (5) в виде

$$\sigma_{см} S_д \Delta_{д\,max} = F^{уд}\frac{R\dot{\varphi}_н}{2}\Delta t\cos\alpha\cos\beta, \qquad (46)$$

где $\Delta_{д\,max}$ – предельно допустимая величина упругой деформации детали, определяемая выражением (9); $S_д$ – площадь упругой деформации детали, определяемая выражениями (16), (23)...(25).

Тогда

$$F^{уд}\cos\beta R\cos\alpha\Delta t = \frac{2\sigma_{см} S_д \Delta_{д\,max}}{\dot{\varphi}_н}. \qquad (47)$$

При использовании (47) выражение (41) принимает вид

$$I_x\dot{\varphi}_н = \frac{2\sigma_{см} S_д \Delta_{д\,max}}{\dot{\varphi}_н}. \qquad (48)$$

Если угловая скорость $\dot{\varphi}_н = \varphi$ детали до удара записана в виде (39), то подставим это выражение в (48) и выразим напряжение смятия $\sigma_{см}$:

$$\sigma_{см} = \frac{2 I_x V_{эл}^2}{S_д \Delta_{д\,max} R^2} \qquad (49)$$

или при подстановке (9) и (15)

$$\sigma_{см} = \frac{4 I_x [\sigma_{см}]}{n m k_{сц} k_{з.у} R^2}. \qquad (50)$$

Произведем вычисление значения $\sigma_{см}$ и сравним его с допустимым $[\sigma_{см}]$.

Проводим проверку быстродействия транспортера элеватора с точки зрения исключения возможного брака при соударении деталей, находящихся в бункере, с деталью, упавшей с полки захвата в процессе ее самоориентации, а именно:

♦ если $\sigma_{см} < [\sigma_{см}]$, то необходимые условия при ударе падающей детали о другие детали, находящиеся в бункере, выполнены;

♦ если $\sigma_{см} > [\sigma_{см}]$, то условия не выполняются, имеет место повреждение поверхностей деталей, т.е. возникшие упругие деформации превышают треть допуска на размеры детали.

Следовательно, определены необходимые условия для исключения повреждения поверхностей деталей, находящихся в бункере, с деталью, упавшей с полки захвата в процессе ее самоориентации.

Вывод

Определена зависимость предельных режимов работы элеватора, при которых упругие деформации деталей от ударов их между собой и с полками элеватора не превышают значения трети допуска на размер детали. Расчетные значения предельных режимов элеваторного устройства близки к реальным и подтверждены экспериментально.

Список литературы

1. **Замятин В.К.** Технология и автоматизация сборки: учебник. М.: Машиностроение, 1993. 314 с.

2. **Житников Ю.З., Золотарева О.В.** Обоснование метода самоориентации деталей типа вилки из бункерного устройства при помощи элеватора // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2006. № 2. С. 3–11.

3. **Диевский В.А.** Теоретическая механика: учебное пособие. СПб.: Издательство "Лань", 2005. 320 с.

4. **Тарг С.М.** Краткий курс теоретической механики. М.: Издательство "Наука", 1998. 478 с.

И.В. Кузин *(РГАТА им. П.А. Соловьева)*

Способы закрепления лопаток газотурбинных двигателей с помощью быстротвердеющей массы

Рассмотрено закрепление заготовок лопаток газотурбинных двигателей быстротвердеющим раствором легкоплавкого материала. Отмечены достоинства и недостатки этого способа.

Лопатки турбины и компрессора газотурбинных двигателей имеют сложную пространственную форму проточной части пера, используемую технологом в качестве базовой поверхности для установки и закрепления заготовки. В процессе установки и закрепления лопатки за проточную часть на поверхности пера остаются следы – деформация от установочных элементов приспособления.

Кроме того, при закреплении в приспособлении заготовка упруго деформируется и, соответственно, она упруго восстанавливается после раскрепления. То есть достигнутая геометрическая точность детали после ее механической обработки существенно снижается при раскреплении.

Значительное повышение точности детали может быть достигнуто при закреплении лопаток за их проточную часть с помощью быстротвердеющей массы: заливка расплавом легкоплавкого металла и последующая его кристаллизация. Для реализации этого способа закрепления разработаны специальные устройства, позволяющие установить заготовку в приспособление, закрепить ее и залить быстротвердеющей массой [1].

Однако закрепляемая заготовка и заливочная масса представляют собой различные металлы и в

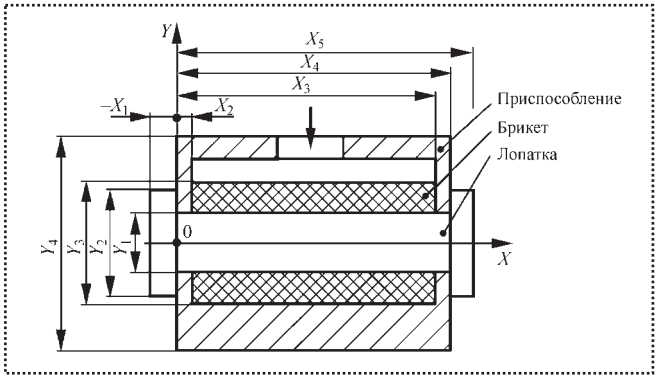

Рис. 1. Схема образования брикета при заливке быстротвердеющей массой в направлении, перпендикулярном оси лопатки

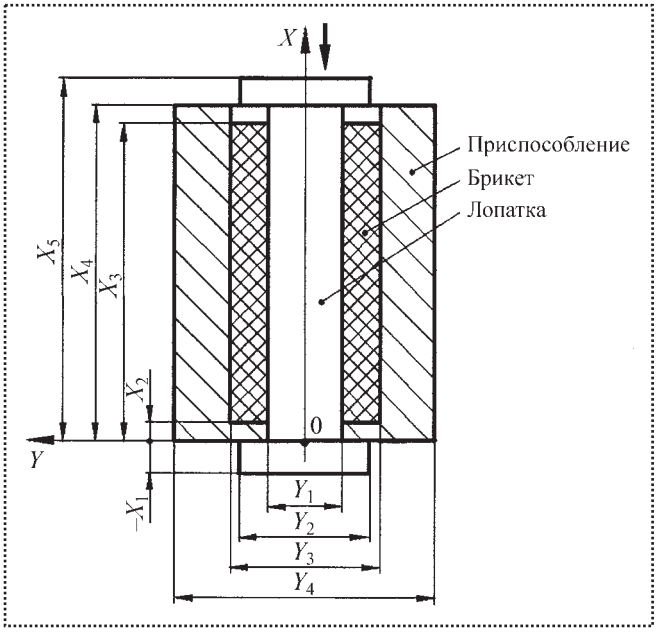

Рис. 2. Схема образования брикета при заливке быстротвердеющей массой в направлении, совпадающем с осью лопатки

момент кристаллизации испытывают различные температурные деформации, величина которых существенно зависит от направления заливки и скорости кристаллизации.

Процессы распространения тепла внутри заливочной камеры и заготовки описывают уравнением теплопроводности, позволяющим определить температуру θ в любой точке тела с координатами *x, y, z* в любой момент времени τ:

$$\frac{\partial\theta}{\partial\tau}=\frac{\lambda}{c\rho}\left(\frac{\partial^2\theta}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\theta}{\partial y^2}+\frac{\partial^2\theta}{\partial z^2}\right), \qquad (1)$$

где c – массовая теплоемкость;

ρ – плотность вещества;

λ – коэффициент теплопроводности материала.

Температурное поле внутри заливочной камеры с размещенной в ней заготовкой и динамика его распространения зависят от размеров, формы камеры, а также от направления заливки расплавленной массы. В наиболее общем виде конкретизация условий заливки, а соответственно, и границы описываемого уравнением (1) процесса теплопередачи может быть сведена к двум моделям.

Первая модель (рис. 1) описывает процесс заливки заготовки в направлении, перпендикулярном оси лопатки; *вторая модель* (рис. 2) описывает процесс заливки заготовки в направлении, совпадающем с осью проточной части лопатки (направление заливки на рисунках указано стрелкой). При этом модель лопатки представляет собой широкую плоскую пластину с призматическими полками на концах, т.е. в модели лопатки не учитывают закрутку ее проточной части.

Заливочная камера представляет собой коробчатую конструкцию с внутренней полостью в виде параллелепипеда. Выделяют два вида граничных условий, соответствующие общим моделям.

Наличие *конвективного теплообмена поверхностей* приспособления и лопатки с окружающей средой на каждой из границ (рис. 1, 2):

$$-\lambda\frac{\partial\theta}{\partial x}\Big|_{X=-X_1}=\alpha\left(\theta_{\text{лоп}}\Big|_{X=-X_1}-\theta_0\right);$$

$$-\lambda\frac{\partial\theta}{\partial x}\Big|_{X=X_5}=\alpha\left(\theta_{\text{лоп}}\Big|_{X=X_5}-\theta_0\right);$$

$$-\lambda\frac{\partial\theta}{\partial y}\Big|_{Y=\pm\frac{Y_2}{2}}=\alpha\left(\theta_{\text{лоп}}\Big|_{Y=\pm\frac{Y_2}{2}}-\theta_0\right);$$

$$-\lambda\frac{\partial\theta}{\partial y}\Big|_{Y=\pm\frac{Y_4}{2}}=\alpha\left(\theta_{\text{присп}}\Big|_{Y=\pm\frac{Y_4}{2}}-\theta_0\right); \qquad (2)$$

$$-\lambda\frac{\partial\theta}{\partial x}\Big|_{X=0}=\alpha\left(\theta_{\text{присп}}\Big|_{X=0}-\theta_0\right);$$

$$-\lambda\frac{\partial\theta}{\partial x}\Big|_{X=X_4}=\alpha\left(\theta_{\text{присп}}\Big|_{X=X_4}-\theta_0\right),$$

где θ_0 – температура окружающей среды;

$\theta_{\text{лоп}}$ – температура лопатки;

$\theta_{\text{присп}}$ – температура приспособления;

α – коэффициент теплоотдачи, характеризующий теплообмен между окружающей средой и рассматриваемой поверхностью.

Внутри приспособления действуют другие граничные условия. Они описывают теплообмен между лопаткой, заливочной массой (брикетом) и приспособлением (заливочной камерой). Все эти тела находятся в беззазорном контакте. Уравнения, описывающие эти условия, имеют вид (рис. 1, 2):

$$\theta_{\text{лоп}}\Big|_{Y=\pm\frac{Y_1}{2}} = \theta_{\text{брик}}\Big|_{Y=\pm\frac{Y_1}{2}};\ \theta_{\text{присп}}\Big|_{Y=\pm\frac{Y_3}{2}} = \theta_{\text{брик}}\Big|_{Y=\pm\frac{Y_3}{2}};\quad (3)$$

$$\theta_{\text{присп}}\Big|_{X=X_2} = \theta_{\text{брик}}\Big|_{X=X_2};\ \theta_{\text{присп}}\Big|_{X=X_3} = \theta_{\text{брик}}\Big|_{X=X_3},$$

где $\theta_{\text{брик}}$ – температура брикета.

Уравнение (1) решают при наложении на него граничных условий (2) и (3) с помощью системы автоматизированных расчетов "COSMOS Works".

Из полученных решений следует, что в начальный момент заливки (сразу после заполнения заливочной камеры) максимальной температурой обладают те поверхности заготовки, которые соприкасаются с расплавом, т.е. поверхностный слой проточной части лопатки.

Температура этого слоя ≈419 К (температура плавления заливочной массы 421 К). Через 12 с остывания температура на поверхности заготовки опускается до 412 К, но прогревается на большую глубину; через 30 с остывания температура лопатки достигает 370 К. При этом лопатка равномерно прогревается как по своей глубине, так по ширине и длине профиля.

Необходимо отметить, что динамика изменения температурного поля в теле заготовки, как в первой, так и во второй модели одинаковы, т.е. они с одинаковой скоростью нагреваются по своему объему до температуры 370 К.

Аналогичным образом изменяется температурное поле и в приспособлении (заливочной камере). В начальный момент времени максимальная температура наблюдается на внутренних поверхностях заливочной камеры, контактирующих с расплавом (415 К). Затем эта температура выравнивается по толщине стенок, контактирующих с окружающей средой, и не превышает 320...360 К.

Чем толще стенка, тем дольше и до меньшей температуры она нагревается по поверхностям, контактирующим с окружающей средой. Характер изменения температурных полей приспособления в обеих моделях заливки практически одинаков.

Приведенные выше модели расчета температурных полей заготовки служат основой для дальнейшего расчета ее тепловых деформаций и напряжений, обусловленных неравномерным нагревом. При расчете напряженного состояния заготовки при ее заливке в приспособлениях различных конструкций в качестве ограничительного условия принималось, что величина линейного расширения материала заготовки в каждом из направлений равна линейному расширению материала приспособления в том же направлении.

Из этого ограничения следует, что размещенный внутри заливочной камеры брикет, а соответственно и заготовка, всегда находятся в напряженном состоянии, поскольку их температурные деформации ограничены температурными деформациями приспособления. Это происходит по всем направлениям, за исключением направления заливки, где отсутствуют ограничения по направлению линейной деформации.

Результаты расчетов показывают, что величина температурных напряжений в камере, замкнутой по длине лопатки, в 1,5 раза больше, чем в заливочной камере, где деталь не ограничена в перемещениях. Это обусловлено тем, что при вертикальной заливке деталь свободно удлиняется под действием нагрева и после остывания брикета также свободно уменьшает свои размеры.

При горизонтальном расположении лопатки, ограниченной в перемещениях вдоль оси проточной части, под действием температурного поля перо лопатки изгибается и остается в этом состоянии после остывания брикета. Это происходит потому, что поверхности брикета остывают быстрее, чем размещенная внутри него деталь. Поэтому после ее полного остывания и достижения температуры окружающей среды брикет препятствует детали восстановить первоначальную форму.

В связи с этим после обработки заготовки, закрепленной таким образом, и разрушения брикета деталь упруго восстанавливается. При этом происходит изменение расположения обработанных поверхностей.

Представленные модели температурных деформаций показывают, что действенным способом создания плотной структуры брикета и свободных деформаций в требуемом направлении является принудительное охлаждение одной из стенок (прежде всего, той стенки, которая ограничивает свободные температурные деформации заготовки).

В этом случае процесс кристаллизации идет значительно быстрее и в том направлении, в котором размещена заготовка в данном расплаве. При этом свободный конец детали и окружающий его расплав остывают медленнее, чем остальные участки, что способствует плавному восстановлению

первоначальных размеров детали, практически без возникновения внутренних напряжений.

Выводы

1. Конструкция приспособлений для закрепления заготовок быстротвердеющей массой должна обеспечивать совпадение направления заливки с ее наибольшим размером (проточной частью).

2. Основание заливочной камеры должно принудительно охлаждаться, что необходимо для ускорения процесса кристаллизации брикета и уменьшения температурных напряжений в заготовке.

Список литературы

1. **Полетаев В.А.** Технология автоматизированного производства лопаток газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 2006. 256 с.

УДК 621.9.047.7:621.833

А.Ю. Илюхин, *канд. техн. наук,* **А.С. Ямников**, *д-р. техн. наук*
(Тульский государственный университет)

Специфика сборки соединений с избыточными связями*

Рассмотрена возможность применения метода математического моделирования для обеспечения собираемости сборочных единиц с избыточными связями без пригоночных работ.

В настоящее время предприятия уделяют особое внимание вопросу ценообразования в целях обеспечения конкурентоспособности изделий. Для этого необходимо при высоком качестве изделия существенно снизить его себестоимость. В процессе сборочных работ формируются показатели качества и проявляются все погрешности, возникающие как на предшествующих ей стадиях производства, так и непосредственно при соединении деталей.

Для запуска в производство изделий необходимо провести техническую подготовку, основной частью которой является технологическая подготовка производства.

Важная задача сборочной операции – получение заданных величин выходных параметров изделия за счет обеспечения точности замыкающих звеньев.

Различают следующие методы достижения точности замыкающего звена при сборке: полной взаимозаменяемости, неполной взаимозаменяемости, групповой взаимозаменяемости, пригонки, регулирования и сборки с компенсирующими материалами [1].

При совершенствовании технологии изготовления изделия необходимо рационально разработать сборочный процесс, так как именно он определяет эксплуатационные характеристики. Оптимизация сборочных процессов возможна только в том случае, когда применяемые методы и способы сборки формализованы и получено их математическое описание.

Для каждого метода сборки разрабатывают свои математические модели, которые сводятся к расчету допусков на составляющие размерную цепь звенья. Последние должны обеспечить требуемую точность замыкающего звена, тем самым обеспечивая качество изделия.

Совершенствование технологических процессов сборки должно происходить по нескольким направлениям:

- создание гибких производственных систем (ГПС) сборки;
- разработка и создание новых технологических процессов сборки, снижающих объем пригоночных операций;
- применение автоматизированной системы подготовки сборочного производства в целях оптимизации методов и способов сборки с использованием математического моделирования процесса на ЭВМ для управления точностью выходных параметров изделия.

*Материалы конференции "Фундаментальные и прикладные проблемы в машиностроительном комплексе".

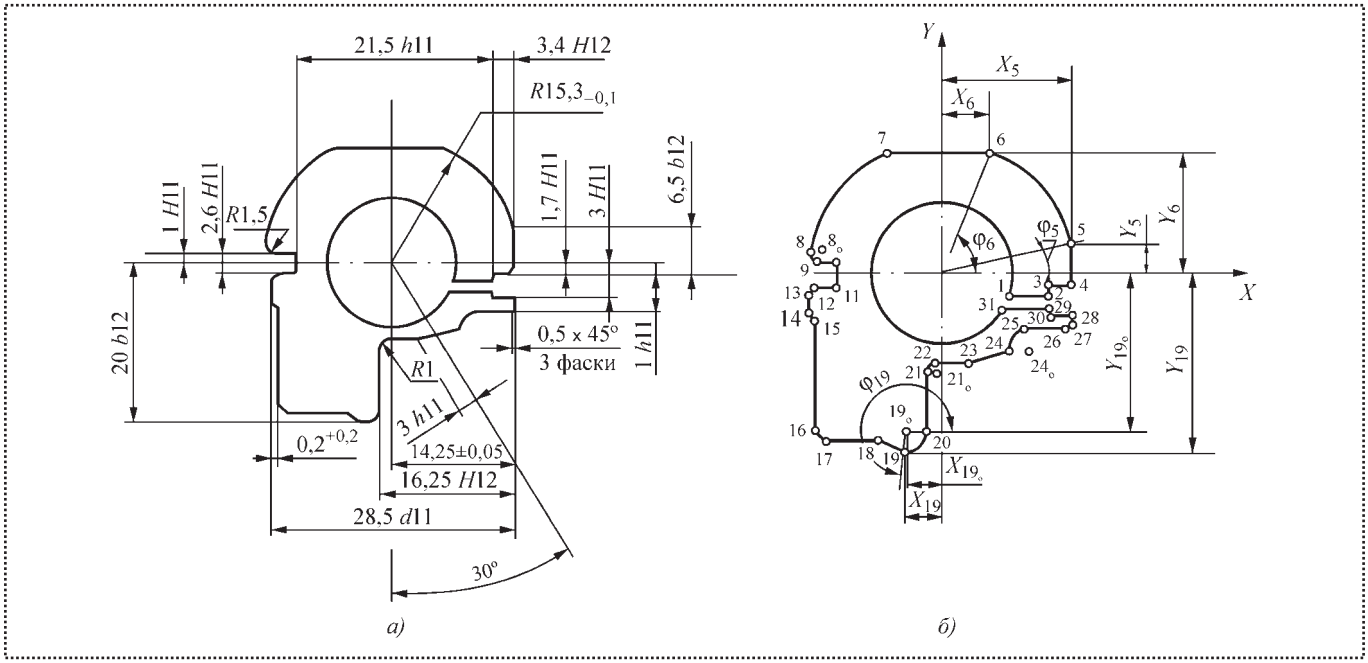

Рис. 1. Чертеж детали с параметрами:
а – с размерами и допусками; *б* – с узловыми точками и их координатами

Существует ряд изделий, особенностью которых является перемещение высокоточных деталей сложного профиля. К ним могут быть отнесены узлы автоматического стрелкового оружия, где требуется точное перемещение подвижных частей относительно корпуса без заклинивания.

Размерные цепи бывают, как правило, замкнутыми и обладают избыточными связями. Их расчет традиционным методом взаимозаменяемости достаточно сложен и не дает объективной оценки точности выходных параметров изделия. Поэтому на размеры назначают более широкие допуски, не обеспечивающие эксплуатационные требования.

Обеспечение этих требований при сборке осуществляют, как правило, вручную слесари-сборщики.

Для уменьшения количества пригоночных работ на стадии проектирования технологического процесса сборки предложено моделировать процесс взаимодействия деталей при помощи методов математической статистики.

В качестве основного критерия собираемости и нормального функционирования узла запирания автоматического стрелкового оружия рационально взять минимальную величину зазора по всем сопрягаемым поверхностям, отличную от нуля. Для этого в узле необходимо выделить сечения сопрягаемых деталей, в которых наиболее вероятно возникновение точек контакта, и заменить пространственные геометрические тела дискретными элементами. Взаимное положение сечений определяет возможные перемещения деталей в соединении. Для узла запирания это сечения, представляющие взаимодействие затвора с затворной рамой. Каждое сечение представляет собой набор геометрических элементов (прямых, дуг окружностей и др.), расположенных в соответствующем порядке и характеризуемых определенным набором параметров (рис. 1), основными из которых являются:

- размеры;
- допуски;
- узловые точки.

Для математического моделирования необходимы действительные значения размеров, но при проектировании технологического процесса такой информации нет. Поэтому считают, что разброс размеров подчиняется одному из законов распределения.

Однако размеры поверхностей детали имеют законы распределения в зависимости от последней операции механической обработки. Влияние законов распределения можно оценить в процессе моделирования.

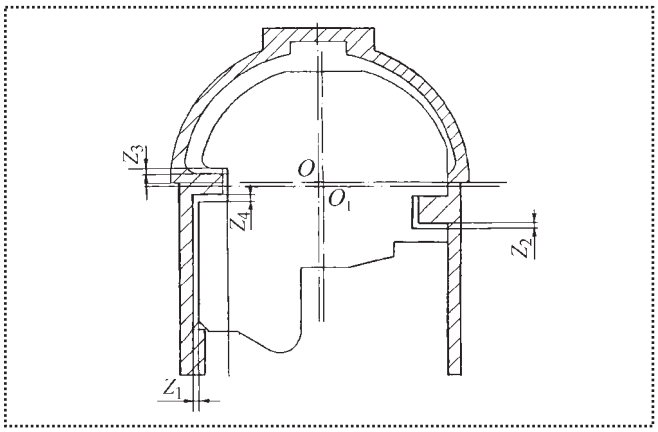

Рис. 2. Зазоры при сборке деталей:
O и O_1 – оси симметрии собираемых деталей

Как уже было сказано, для обеспечения собираемости и нормального функционирования изделия необходимо, чтобы по всем сопрягаемым поверхностям имелся зазор. Применительно к сечениям, состоящим из дискретных элементов прямых и дуг окружностей это значит, что ни один из элементов не должен пересекаться, касаться или совпадать с другими в пространстве.

Таким образом, для обеспечения собираемости подвижных соединений сложного профиля необходимо решить задачу о наличии пересечений дискретных элементов лимитирующих сечений. В этом случае общий алгоритм решения можно представить следующим образом: по размерам, значения которых принимают постоянными, вычисляют координаты узловых точек сечений; разрабатывают математическую модель, а затем строят графическую модель сечения, которая представляет собой набор элементов (отрезков прямых, дуг окружностей и др.) и последовательность их расположения.

На заключительном этапе проводят проверку пересечения каждого дискретного элемента одного сечения с каждым элементом другого. Каждый элемент характеризуют граничной областью. Если пересечения областей нет, то для таких элементов точки пересечения не ищут. Это значительно ускоряет процесс моделирования, и в нем выявляются элементы поверхностей, наиболее часто встречающихся в пересечении.

Моделирование выходных характеристик сборочной операции проводилось для трех случаев: для номинальных значений размеров, из условия расчета методом "максимум–минимум" и для нескольких размеров, распределенных в пределах допуска по нормальному закону.

В ходе моделирования было выявлено, что при расчете для номинальных значений размеров в поперечном сечении величина зазоров $z_1 ... z_4$ (рис. 2) равна нулю и для обеспечения гарантированных зазоров в соединениях необходимо менять номинальные значения некоторых размеров.

Расчет методом "максимум–минимум" подтвердил правильность размерного анализа собираемости узла. Это является подтверждением адекватности представленной модели.

При расчете по размерам, полученным моделированием, пришли к выводу, что распределения размеров в пределах допуска стремятся к нормальному. Однако в малых партиях деталей наблюдают некоторое смещение математического ожидания.

Моделирование собираемости изделия позволило выявить ряд неточностей в назначении размеров в соединении по номинальным значениям. Моделирование взаимного положения сечений сопрягаемых деталей также дало возможность выявить размеры, наиболее сильно влияющие на собираемость изделия и его функционирование и определить последовательность их изменения. Это позволяет обосновать величину снимаемого припуска при проведении пригоночных работ. Анализ точности изготовления деталей с применением более совершенного оборудования показал возможность изготовления рассматриваемого соединения без пригоночных работ.

Список литературы

1. **Гибкие** сборочные системы / под ред. У.Б. Хегинботама, пер. с англ. Д.Ф. Миронова, под ред. А.М. Покровского. М.: Машиностроение, 1988. 400 с.

П.В. Верещагин, *канд. техн. наук,* **М.А. Чеканов**,
И.А. Титов, *канд. техн. наук (БТИ АлтГТУ, г. Бийск)*

Соединение листовых деталей заклепками без предварительного получения отверстий под заклепки*

Рассмотрены получение заклепочного соединения листовых материалов без предварительной подготовки отверстий и виды недеформируемых заклепок.

В последнее время интенсивно разрабатывают технологии, связанные с получением неразъемных соединений листовых материалов и деталей заклепками без предварительного сверления отверстий в соединяемых листах (рис. 1) [1, 2]. Лидирующие позиции здесь занимают такие развитые страны, как США, Англия, Германия. Соединение получают за счет пластического деформирования материала листа, при этом заклепки являются одновременно деформирующим элементом для получения отверстия и соединительным элементом.

Такие способы позволяют получать соединения деталей из разнородных материалов (например, стали с алюминием, композиционных материалов с металлами) в случаях, когда применение сварки недопустимо или невозможно.

При сборке недеформируемыми заклепками, в отличие от традиционной клепки, соединение осуществляют за один переход без подготовительных и доводочных операций, что позволяет значительно повысить производительность сборочных операций.

Для получения качественных соединений высокой прочности из различных материалов, а также для повышения производительности и расширения области применения процессов клепки листовых деталей предложена новая конструкция заклепки – недеформируемая заклепка [3].

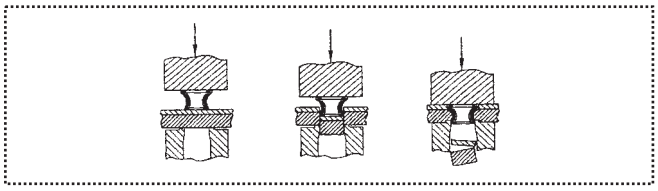

Рис. 1. Процесс получения соединения листовых материалов без предварительной подготовки отверстий в листах

Проведены исследования сравнительной прочности соединений, получаемых недеформируемыми заклепками. В исследованиях использовались недеформируемые заклепки трех видов (рис. 2): предлагаемая недеформируемая заклепка (рис. 2, *а*) [3] и два типа заклепок, выполненных в соответствии с параметрами, приведенными в патенте США (рис. 2, *б*, *в*) [1].

Как показали исследования, прочность получаемых соединений в основном зависит от свойств материала заклепки и ее формы.

При выборе материала недеформируемой заклепки были выделены три основных предъявляемых требования: ударная вязкость не менее 0,3 МДж/м^2; твердость не менее 35...37 HRC$_э$; запас пластичности около 40 %. Анализ показал, что этим требованиям удовлетворяют следующие стали: 38ХА, 40Х, 30Х, технологические и эксплуатационные характеристики которых показаны на диаграмме (рис. 3).

При обработке результатов исследования прочности получаемых соединений для каждого вида

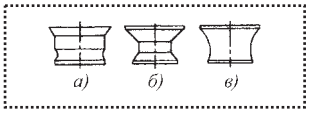

Рис. 2. Виды недеформируемых заклепок

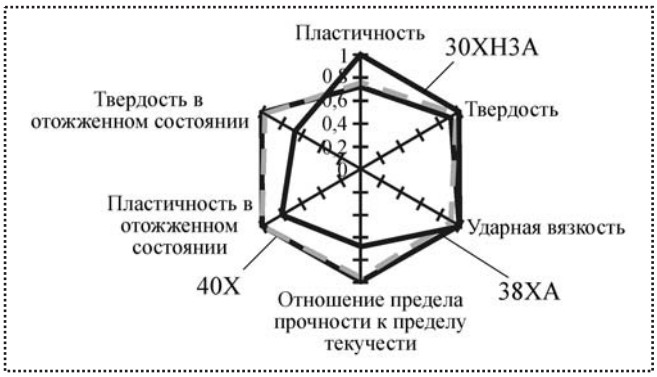

Рис. 3. Эксплуатационные и технологические характеристики рекомендуемых материалов стальных заклепок

*Обработка металлов. 2004. № 2(23).

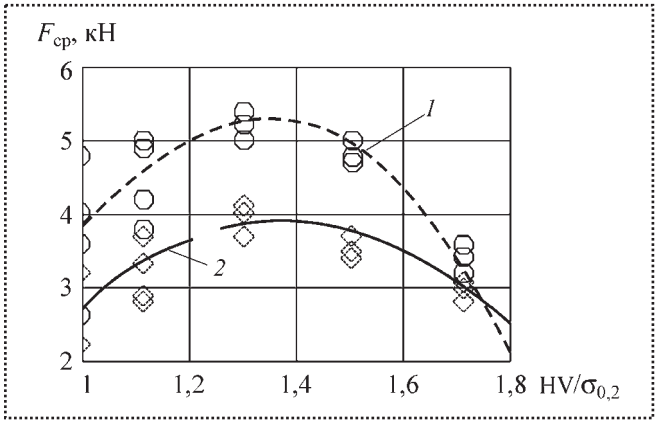

Рис. 4. Прочность получаемых соединений на срез в зависимости от свойств материала заклепки:
1 – предлагаемая недеформируемая заклепка; *2* – заклепка по патенту США; $F_{ср}$ – средняя сила воздействия на образец; $\sigma_{0,2}$ – условный предел текучести

недеформируемого элемента были получены аппроксимирующие зависимости изменения прочности соединения в зависимости от отношения твердости к пределу текучести материала заклепки (рис. 4).

Из графиков следует, что наибольшую прочность и технологичность соединения обеспечивает диапазон твердости недеформируемой заклепки 440...480 HV. Сравнительный анализ соединений, полученных с использованием недеформируемых заклепок, показал, что соединения обладают более высокой прочностью и надежностью, чем соединения, получаемые традиционной клепкой [4] и точечной сваркой. Следует отметить, что соединения, полученные предлагаемыми недеформируемыми заклепками [3], имеют прочность на 20...30 % выше в сравнении с соединениями, полученными при помощи заклепок, выполненных по патенту США [1] (см. рис. 4).

Технологический процесс клепки с использованием недеформируемых заклепок может осуществляться на прессах, а также с помощью ударного пневматического инструмента или разработанного импульсного устройства на базе монтажного пистолета.

Список литературы

1. **Патент** № 5678970. США, МПК F 16 B 19/04. Самочеканящая заклепка / Gary D. Caulk.; Hahn Systems; Заявл. 05.02.1996. Опубл. 21.10.1997.

2. **Патент** № 19940803. Германия, МПК B 21 J 15/02. Соединение штампованной заклепкой / Handenwander, Hans-Gunther, Kudliczka, Harald, Walther, Urlich.; Audi AG; Заявл. 27.08.1999. Опубл. 05.04.2001.

3. **Патент** № 34660. РФ, МПК F 16 B 19/04. Недеформируемая заклепка / М.А. Чеканов, П.В. Верещагин, И.А. Титов; Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова"; Заявл. 16.04.2003. Опубл. 10.12.2003.

4. **Заклепки**. М.: Изд-во стандартов, 1988. 150 с.

ИНФОРМАЦИЯ

Внимание!

В издательстве "Машиностроение" имеется в продаже книга

Степнов М.Н., Шаврин А.В. Статистические методы обработки результатов механических испытаний. Справочник. 2-е изд., 2005. 400 с.

ISBN 5-217-03272-3

Приведены современные методы планирования основных методов механических испытаний и обработки результатов, даны рекомендации по оптимизации испытаний для определения механических свойств материалов, несущей способности и ресурса деталей машин и элементов конструкций с требуемой точностью и достоверностью при возможно малой продолжительности и минимальных материальных затратах.

Второе издание (1-е изд. 1985 г.) исправлено и дополнено числовыми примерами, максимально адаптированными к современным программным средствам Mathcad, Statistica и др.

Для инженерно-технических работников и специалистов конструкторских и технологических бюро, лабораторий механических испытаний машиностроительных и металлургических предприятий, а также для преподавателей и студентов вузов.

Цена с НДС 363 р.

Тел. 269-66-00, факс 269-48-97

К.В. Малышев, *канд. техн. наук,* **В.Д. Шашурин**, *д-р техн. наук,*
В.М. Башков, *канд. техн. наук,* **В.А. Шалаев** *(МГТУ им. Н.Э. Баумана)*

Инерциальный нанопозиционер для сборки нанонитей на базе сканирующего туннельного микроскопа

Описан пьезоэлектрический инерциальный нанопозиционер, перемещающий зонд сканирующего туннельного микроскопа вдоль одной оси шагами размером 30 нм и длительностью 1 мс. Он предназначен для сборки из углеродных наночастиц квантовых нитей шириной порядка 10 нм и длиной порядка 100 нм, образующих канал и затвор планарного полевого транзистора.

Inertial nanopositioner for assembling of the quantum threads or nanowires from the nanoparticles was developed for the scanning tunneling microscope. Nanopositioner make 30 nm-steps every 3 ms and move tip on 1 cm distance.

Сборка нанонитей из наночастиц для получения ячеек наноэлектронных интегральных схем (НИС). Основным элементом интегральных схем является полевой транзистор (ПТ). Для будущих ячеек НИС размером менее 100 нм ПТ можно собирать из квантовых нитей (КН), которые в свою очередь собираются из наночастиц [1].

В процессе наносборки для ячейки НИС берется Si-пластина, покрытая углеродосодержащими слоями нанометровой толщины. Этот углеродосодержащий нанослой механически измельчается с помощью иглы сканирующего туннельного микроскопа (СТМ). Так получаются наночастицы углерода. Сборку этих углеродных наночастиц в КН осуществляют прикладыванием импульсов напряжения к неподвижной игле в тех точках кадра, где должна располагаться КН. Высота иглы над поверхностью при этом постоянна и составляет порядка 10 нм во всех точках сканируемой области размером 120×120 нм, длительность импульсов – 10 мс, амплитуда – 10 В. Чтобы оценить механическую стабильность созданной наноструктуры смотровое поле СТМ-изображения увеличивали с 120 до 180 нм. Было найдено, что такой макет ПТ выдерживает многократные проходы сканирующей иглой и сохраняет форму более 4 мин. Механизмом сборки КН из углеродных наночастиц предположительно является диэлектрофорез, т.е. поляризация наночастиц и перемещение в неоднородном электрическом поле, создаваемом иглой во время прикладывания импульсов напряжения [2].

Для сборки КН зонд (иглу) СТМ надо перемещать с помощью двигателя в нанометровом диапазоне относительно наноматериала, нанесенного на проводящую подложку. Управляющие напряжения порядка вольта из ПЭВМ через интерфейс поступают в высоковольтный усилитель (ВВУ), где усиливаются до сотен вольт для получения микронных перемещений в пьезокерамическом двигателе (рис. 1). Чтобы приблизиться к подложке на рабочее расстояние 10 нм, надо преодолеть начальный зазор между иглой и подложкой в 1 см. Этот сантиметровый начальный зазор обеспечивает пространство для замены иглы и подложки. Поэтому нанодвигатель СТМ должен обеспечивать перемещения как в рабочем нанометровом диапазоне по всем трем осям *X*, *Y*, *Z*, так и в сантиметровом диапазоне, самое меньшее по одной оси *Z* перпендикулярно подложке. Для этого нанодвигатель СТМ имеет две ступени – грубую и точную. Точная ступень обеспечивает перемещения в диапазоне 1 мкм с погрешностью 0,01 нм (величина одного шага).

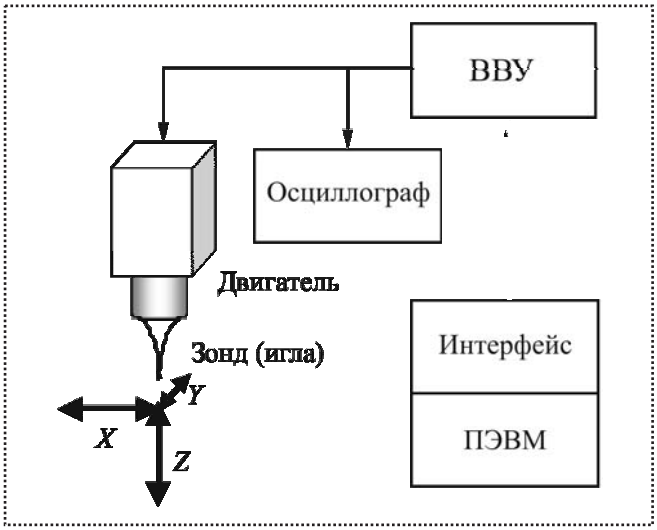

Рис. 1. Схема наносборщика на основе СТМ

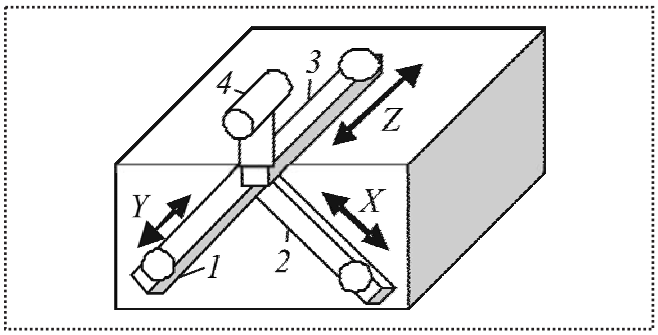

Рис. 2. Нанодвигатель на основе трипода:
1, *2*, *3* – бруски; *4* – объект

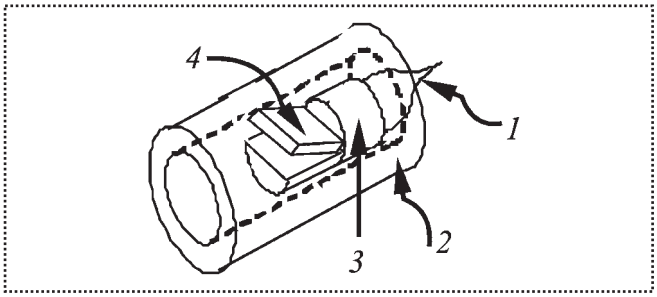

Рис. 3. Инерциальный нанопозиционер:
1 – игла; *2* – инерциоид; *3* – держатель; *4* – пружина сжатия

Таким образом, **предметом исследования** является *двигатель для наносборки с помощью СТМ*.

Грубая ступень перемещает иглу субмикронными шагами на сантиметровые расстояния. Один шаг грубой ступени должен быть меньше, чем весь диапазон перемещения точной ступени, чтобы избежать касания подложки иглой при их начальном сближении и в процессе наносборки. Для таких перемещений перспективно применение инерциального принципа движения. Таким образом, **целью исследования** является *разработка инерциального нанопозиционера СТМ для наносборки*.

Точную ступень нанодвигателя часто делают в виде трипода из пъезокерамики (рис. 2). На рис. 2 цифрами *1*, *2*, *3* обозначены бруски длиной около 5 см из пьезокерамики, соединенные (склеенные) под прямым углом в одной точке – вершине пирамиды, причем другие концы брусков жестко прикреплены болтами к массивному стальному основанию. Когда бруски удлиняются или укорачиваются в нанометровом диапазоне вдоль своих осей (X, Y или Z), точка их соединения перемещается примерно на такие же расстояния. При этом изгибом брусков можно пренебречь из-за малого отношения длины бруска к величине ее изменения. К точке соединения прикрепляют объект *4*, который надо перемещать в нанометровом диапазоне (рис. 2).

Гипотезой исследования является предположение о том, что можно совместить грубый и точный нанопозиционеры в одном устройстве, выбрав подходящий закон инерциального движения.

Для этого на вершину трипода поместили инерциоид *2* в виде стеклянной трубочки (рис. 3). Игла *1* массой M, которую нужно переместить, находится в позолоченном держателе *3* и прижата к основанию плоской медной пружиной *4*. С помощью трипода основанию сообщают ускорение. Пока сила инерции меньше силы трения покоя, тело остается неподвижным относительно основания и перемещается вместе с ним. Скольжение тела вдоль основания происходит, когда ускорение опоры $a > \mu N/m$.

Получить скачок ускорения Δa можно с помощью пилообразного закона движения $X(t)$. У такого способа есть недостатки:

1) наличие лишнего скачка a_1, что приводит к проскальзыванию в обратном направлении;

2) продолжительности скачка скорости τ_0 и скачка ускорения τ_1 не регулируются, так как определены внутренними RC – параметрами схем, обеспечивающих движение $X(t)$.

Этих недостатков лишена схема движения $X(t)$ по параболе. Вместо двух неконтролируемых продолжительностей скачков скорости τ_0 и ускорения τ_1 здесь осталась одна – продолжительность τ_0 перехода от одной параболы к соседней в месте их пересечения. Скачок ускорения a_1 всегда имеет нужный знак, поэтому нет обратного проскальзывания.

Этот параболический закон движения основания $X(t)$ был получен с помощью ПЭВМ. Программа последовательно выводит табулированные значения X_n через интерфейс в виде значений напряжения U_n. Эти значения U_n поступают в высоковольтный усилитель (ВВУ) и далее на обкладки бруска оси Z пьезотрипода, где они превращаются в значения координаты Z.

Наименьшая продолжительность одного шага инерциоида равна периоду повторения T параболического закона движения. В течение скачка ускорения a_1 держатель иглы скользит внутри трубочки (см. рис. 3), преодолевая силу трения $F_{тр} = \mu N$.

Здесь сила прижима N состоит из сил тяжести держателя *3* и пружины *4* сжатия.

Наименьшая воспроизводимая длина шага скольжения тела по основанию зависит от величины шероховатостей соприкасающихся поверхностей и от условий скольжения (например, от наличия промежуточных частичек или смазывающего слоя). Чтобы избавиться от этой зависимости, желательно убирать контакт между телом и основанием на время скольжения так, чтобы во время скачка ускорения a_1 тело свободно летело над поверхностью основания, не соприкасаясь с ним. Для этого на время действия скачка a_1 смещаем трубочку вниз на заданное расстояние путем подачи прямоугольного импульса напряжения на бруски X и Y пьезотрипода (см. рис. 2). В результате наименьшая воспроизводимая длина одного шага достигала 30 нм при длительности шага 3 мс.

Вывод

Разработан инерциальный пьезокерамический нанопозиционер для перемещений зонда СТМ в сантиметровом диапазоне по одной оси для наносборки. Определена технология сборки КН из углеродных наночастиц для планарных полевых транзисторов размером 60 нм. За счет параболического закона инерциального движения и "пролетного" режима получены воспроизводимые шаги 30 нм длительностью 3 мс.

Список литературы

1. **Сборка** одномерных наноструктур из наночастиц для радиоэлектронных систем (РЭС) / К.В. Малышев, В.Д. Шашурин, Ю.А. Иванов, В.М. Башков // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2005. № 9. С. 23–30.

2. **Малышев К.В., Шашурин В.Д.** Управление процессом наносборки квантовых нитей // Информационно-измерительные и управляющие системы. 2005. Т. 3. № 4–5. С. 71–74.

Продолжается подписка

на научно-производственный журнал "Трение и смазка в машинах и механизмах"

Тематика журнала:

- **Фундаментальные проблемы трения и изнашивания (и сопровождающих процессов)**
- **Физика, химия и механика поверхностей и контактные задачи**
- **Моделирование**
- **Теория смазки и смазочного действия**
- **Трибологические испытания и диагностика**
- **Трибологическое материаловедение и технологии**
- **Смазочные материалы и присадки**
- **Расчет, конструирование и функционирование узлов трения**
- **Экспериментальные исследования трибологических процессов**
- **Экологические и экономические аспекты трибологии**
- **История трибологии**
- **Хроника событий**
- **Письма в редакцию**
- **Обзоры**
- **В порядке обсуждения**
- **Нормативная документация**
- **Вопросы и ответы**
- **Информация**

Телефон редакции (495) 268-38-42
Факс: (495) 269-48-97, 268-85-26
E-mail: sborka@mashin.ru

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

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

Подписные индексы по каталогам:
20139 – "Роспечать"
39039 – "Пресса России"
60253 – "Почта России"

Подписку можно оформить непосредственно в издательстве.

УДК 621:53.08, 621.71, 658.515, 658.011.56

Ю.А. Островский, *канд. техн. наук (МГТУ им. Н.Э. Баумана)*

Мониторинг формирования отклонений поверхностей от прямолинейности машиностроительных деталей и узлов в системах удаленного доступа

Изложен методический подход к разработке измерительных комплексов для оперативного контроля отклонений поверхностей от прямолинейности в ходе сборки и монтажа крупногабаритных изделий. Организация удаленного доступа к результатам предоставляет расширенные возможности по управлению процессом сборки, ведение протоколов измерений в автоматическом режиме и получение информации, используемой в учебных целях, например, при производственном обучении технических специалистов.

Presents an approach to development of gauging system for on-line straightness error measuring during outsize product assembling and mounting. Remote access to measuring data giving an opportunity for extended assembling process control, automated measurement logging and educational and scientific information gaining, e.g. for industrial training.

Управление качеством в технологических процессах изготовления машин требует эффективных средств мониторинга формирования значений соответствующих показателей. Снятие и передачу значений различных физических величин современные технические средства обеспечивают, позволяя использовать эти данные, в том числе и на географически удаленных площадках. Интерпретация полученных данных позволяет судить о наблюдаемых отклонениях показателей качества.

Разнесение в пространстве пунктов измерения параметра и интерпретации результатов измерений может быть вызвано различными причинами, например, необходимостью работы с крупногабаритными объектами (стационарные газотурбинные установки, прокатные станы, крупные станки). Здесь необходимы измерения отклонения от прямолинейности, но размеры собираемых машин не позволяют применить типовые устройства для автоматизированного измерения.

Отклонения формы, в основном, определяют по сложным и не лишенным субъективизма методикам. Вместе с тем, автоматизированное измерение отклонений позволяет применять математически обоснованные и методологически правильные способы определения их значений. Природа автоматизированных измерений на современном оборудовании обеспечивает непрерывный мониторинг процесса формирования отклонений от прямолинейности на основании экспериментально полученных данных, следовательно, для наблюдателя должны быть доступны разнообразные формы хронологических отчетов.

Обработка данных в автоматизированных системах управления технологическими процессами или автоматизированных системах научных исследований является проблемно-ориентированной. Пользователь получает результаты, предусмотренные алгоритмами функционирования системы, и в форматах представления, определенных задачами эксплуатации. Простой и ясный способ доступа к результатам при соответствующей доработке обеспечит, в том числе, и возможность обучения различных категорий специалистов непосредственно по результатам измерений.

Доступ к данным в автоматизированной системе осуществляют без каких-либо затруднений. Необходимо только оговорить, что именно возможно передавать во внешние приложения. Напротив, отсутствие систем автоматизации сбора и обработки данных масштаба подразделения или предприятия требует использования отдельных программно-аппаратных комплексов. Такой комплекс должен состоять из устройства сбора данных, устройства передачи данных и программных модулей, обеспечивающих интерпретацию массива собранных данных, формирование выходного представления и передачу последнего адресатам.

Важным элементом комплекса является математическое обеспечение программного компонен-

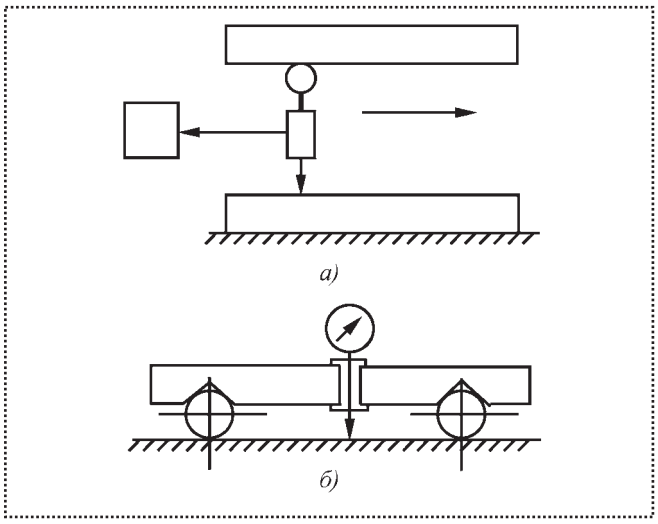

Рис. 1. Схемы измерения отклонения от прямолинейности: *а* – с применением образцовой линейки; *б* – с применением двухопорного мостика

та. Рассмотрим алгоритм определения отклонения от прямолинейности, использующий множество измерений отклонения положения точек изучаемой поверхности от эталонной, например, измерения с использованием образцовой линейки (рис. 1, *а*). Данный алгоритм основан на методе [1], адаптированном к применению автоматизированных средств измерения. Применение метода измерений отклонения по схеме, построенной на двухопорном мостике (рис. 1, *б*) более пригоден для крупногабаритных объектов (до 5000 мм); для реализации необходим несложный расчет по переводу полученных результатов измерений в величины отклонений.

Результаты измерений представляют табличной функцией

$$y = f(x),$$

где y – отсчет (значение);

x – порядковый номер отсчета.

Уравнение прилегающей прямой [1, 2] определяют в каноническом виде в системе координат xOy (рис. 2):

$$y = \beta_1 x + \beta_0, \qquad (1)$$

где β_0 – смещение по оси y;

β_1 – угловой коэффициент прямой.

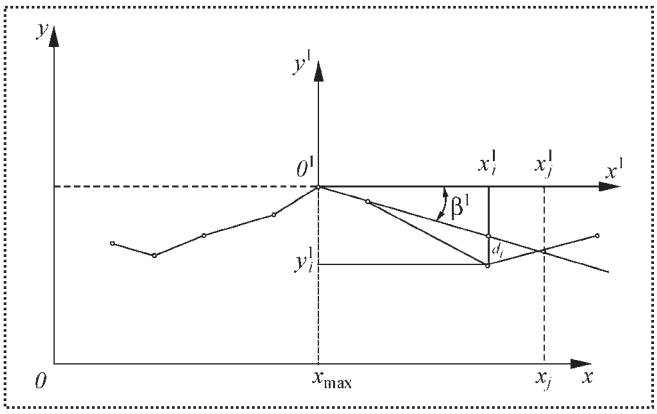

Рис. 2. Схема определения отклонения от прямолинейности: i, j – порядковые номера рассматриваемых точек; d_i – расстояние от прямой до профиля

В системе координат xOy определяют точку с максимальным значением отсчета y_{max}:

$$y_{max} = \max[y];$$
$$y_{max} = f(x_{max}),$$

где x_{max} – порядковый номер отсчета, соответствующий y_{max}.

Параллельным переносом преобразуют систему координат xOy в систему $x^1O^1y^1$, начало координат из точки O переносят в точку O^1 (x_{max}, y_{max}) (рис. 2). Уравнение прилегающей прямой в системе $x^1O^1y^1$:

$$y^1 = \beta_1 x^1. \qquad (2)$$

Условие прилегания прямой формулируют следующим образом. Расстояние от точек профиля до прямой должно быть максимальным и положительным: прямая не должна пересекать профиль, образованный совокупностью отрезков, соединяющих точки отсчета. Уравнение (2) прилегающей прямой может быть определено при вращении отрезка прямой относительно т. O^1 (см. рис. 2.) Условия записывают следующим образом:

$$x_i > x_{max};$$
$$\beta_1 \in \{\beta_{1\,min}; \beta_{1\,max}\},$$

где x_i – текущий порядковый номер отсчета;

β_{1min}, β_{1max} – предельные значения углового коэффициента прямой.

Для произвольной точки $(x_j^1;\ y_j^1)$ в системе $x^1O^1y^1$

$$x_j^1 = x_j - x_{\max};$$
$$y_j^1 = y_j - y_{\max}; \qquad (3)$$
$$\beta_{1j} = \frac{y_j^1}{x_j^1} = \frac{y_j - y_{\max}}{x_j - x_{\max}}.$$

Расстояние d_i от прямой до профиля в произвольной точке может быть определено [1]:

$$d_i = y_i^1 - \beta_{1j} x_i^1. \qquad (4)$$

Выполнив расчет для всех точек, получают множество значений $\{d_i\}_j$ и далее определяют $(d_{\max})_j = \max\{d_i\}_j$. Затем формируют множество кортежей $\{<\beta_{1j};\ (d_{\max})_j>\}$, причем $(d_{\max})_j \geq 0$.

Искомое значение β_1^* будет соответствовать минимальному значению $(d_{\max})_j$. Значение смещения β_0^* определяют из выражения

$$\beta_0^* = O'_{\max} - \beta_1^* \widetilde{O}_{\max}. \qquad (5)$$

Тогда уравнение прилегающей

$$O' = \beta_1^* \widetilde{O} + \beta_0^*. \qquad (6)$$

Величина отклонения от прямолинейности Δ_1 [1]

$$\Delta_1 = O'_{\min} - \frac{\beta_1^* \widetilde{O}_{\min} + \beta_0^*}{\cos(\mathrm{arctg}(\beta_1^*))}. \qquad (7)$$

Представленная методика формальна и в силу этого легко алгоритмизируется. Данную методику реализует простой алгоритм:

1) провести первую прямую по методу наименьших квадратов через точки отсчета: $y = \beta_1^1 x$;

2) провести вторую прямую через $y_{\min}(x)$; $y_{\max}(x)$;

3) определить координаты точки пересечения обеих прямых;

4) если расстояние превышает заданную ошибку $\beta_1^{i+1} = [\beta_1^1 + \beta_1^i]/2$, повторять шаги 3...4 пока не будет выполнено условие, описывающее прилегающую прямую.

Если разработать программу расчета отклонения от прямолинейности на языке программирования *C*, то ее можно разместить в памяти микроконтроллера, что повышает эффективность работы с такой измерительной системой.

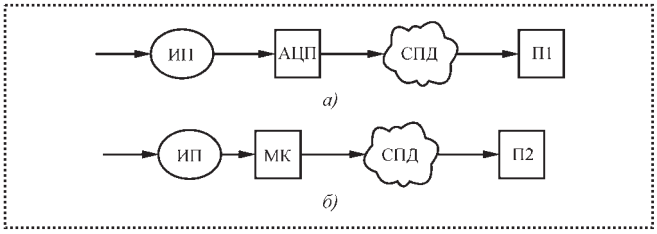

Рис. 3. Схемы передачи результатов измерений:
а – схема, осуществляющая обработку и интерпретацию данных; *б* – схема предварительной обработки данных; ИП – измерительный преобразователь; МК – микроконтроллер; АЦП – аналого-цифровой преобразователь; СПД – среда передачи данных; П1 – программа сбора, обработки данных; П2 – программа интерпретации данных

Средства реализации могут быть достаточно разнообразными, в том числе координатно-измерительные машины. Для удаленных систем используют распространенные схемы передачи результатов измерений (рис. 3).

Схема на рис. 3, *а* демонстрирует вариацию простейшей схемы, в которой датчик с АЦП подключен непосредственно к рабочей станции, осуществляющей обработку и интерпретацию полученных данных. Здесь подключение датчика производят через среду передачи данных – сеть, которая может быть и промышленной, и общего назначения.

Схема на рис. 3, *б* является "интеллектуальным датчиком", который состоит из собственно ИП и микроконтроллера (МК), осуществляющего предварительную обработку данных: перевод отсчетов в показания (функция АЦП с одновременным пересчетом в необходимые единицы измерения) и формирование пакетов данных для среды их передачи.

Программа П2 должна обеспечить корректное отображение данных и протоколирование измерений. Для производственных целей этого вполне достаточно: нет необходимости формировать специализированные наборы данных для удаленной обработки результатов. В этом случае предусмотрена передача данных стандартному *web*-серверу, обеспечивающему обработку запросов многих пользователей, независимо от их географического положения, выполняя для этого различные программы, в том числе ограничивающие несанкционированный доступ к ресурсам системы.

Доступ к результатам в этом случае производят через стандартный *web*-браузер, который обеспечивает одинаковые условия для пользователей

любых операционных систем. Для работы необходимо сформировать сценарий измерений или исследований в виде *web*-сайта.

Рассмотренный подход позволяет разработать комплекс для оперативного контроля отклонений поверхностей от прямолинейности в ходе сборки и монтажа крупногабаритных машин, причем результаты измерений могут быть доступны не только непосредственно на рабочем месте. Организация удаленного доступа к результатам обеспечивает расширение возможностей по управлению процессом сборки, гарантирует ведение протокола измерений в автоматическом режиме. Она также позволяет получить информацию о выполняемых действиях и в учебных целях, например, при производственном обучении технических специалистов.

Список литературы

1. **Медянцева Л.Л., Горбачева В.В., Шарова Е.Е.** Контроль прямолинейности и плоскостности поверхностей. М.: Изд-во стандартов, 1972. 120 с.

2. **Справочник** технолога-машиностроителя. В 2-х т., Т. 2 / под ред. А.М. Дальского, А.Г. Суслова, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение–1, 2001. 944 с.

УДК 629.118.6

Г.К. Рябов, *д-р техн. наук (Ковровская государственная технологическая академия);*
С.А. Андреев *(ОАО "Завод им. В.А. Дегтярева")*

О регулировке автоматических клиноременных вариаторов

Рассмотрено негативное влияние неточностей изготовления элементов привода на работу автоматического клиноременного вариатора, даны рекомендации и приведены необходимые расчетные формулы по устранению этого явления путем введения регулировочных устройств.

Negative influence of inaccuracy in production of the drive components on the operation of the automatic V-belt variable-speed drive is studied; some recommendations are given and required design formulas for elimination of this phenomenon by application of adjusting devices are presented.

Автоматические клиноременные вариаторы (АКВ) получили широкое распространение в качестве основного узла автоматических трансмиссий мототранспортных средств (МТС). В работе [1] приведены результаты исследования АКВ, разработан алгоритм расчетов параметров движения МТС с АКВ при номинальных исходных данных. Поскольку все исходные параметры могут иметь отклонения в пределах допусков на погрешности изготовления, то в связи с этим в статье [2] рассмотрено влияние этих отклонений на работу АКВ. Очевидно, что все отклонения геометрических и силовых параметров в той или иной степени отражены на работе АКВ. Однако определяющими являются следующие параметры:

- отклонения параметров скоростной характеристики двигателя внутреннего сгорания (ДВС);
- длина клинового ремня;
- силовая характеристика пружины, поджимающая диски ведомого шкива.

Негативное влияние этих отклонений может быть устранено путем введения в конструкцию АКВ специальных регулировочных устройств. Однако для этого требуется предварительный расчет необходимой величины хода этих устройств. В связи с этим рассмотрим влияние этих факторов на работу АКВ в отдельности.

Влияние отклонений параметров скоростной характеристики ДВС на динамику движения МТС

На рис. 1 показаны характерные точки, которые определяют выходные параметры ДВС:

- диапазон угловых скоростей вращения вала двигателя от минимально устойчивой угловой скорости ω_{1min} до предельной угловой скорости ω_{1max};

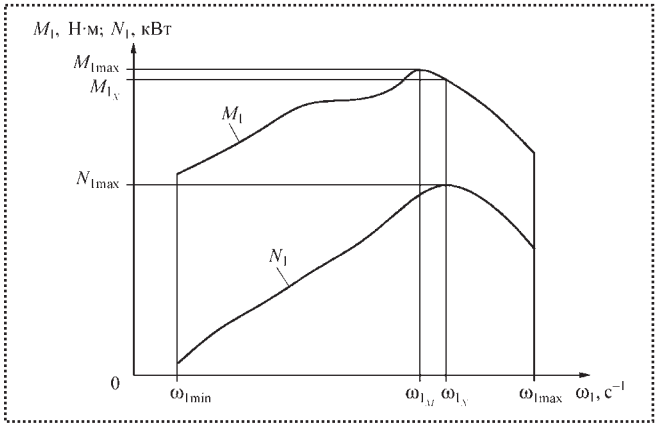

Рис. 1. Скоростная характеристика ДВС

• угловые скорости ω_{1M} и ω_{1N}, при которых имеют место соответственно максимальный крутящий момент M_{1max} и максимальная мощность N_{1max}.

Варьирование передаточного отношения АКВ, как известно [3], должно обеспечиваться в диапазоне угловых скоростей от ω_{1M} до ω_{1N}, в котором наблюдается устойчивая работа ДВС при колебаниях внешней нагрузки. Очевидно, что чем шире этот диапазон, тем выше будет надежность работы АКВ. Статистическая обработка основных параметров скоростных характеристик различных двигателей МТС приводит к следующим результатам. Так, относительное изменение угловой скорости $\omega_{1M}(\Delta\omega_{1M}/\omega_{1Mср})$ находится в интервале ±(10...25) % и диапазон относительного максимального крутящего момента $M_{1max} = (\Delta M_1/M_{1ср})$ составляет примерно ±(5...15) %.

Для оценки влияния этих факторов были проведены исследования расчетным путем, на основе которых выявлено, что время разгона МТС до 30 км/ч при максимально возможном моменте $M_1 = 1{,}15M_{1н}$ ($M_{1н}$ – номинальный крутящий момент), сокращается до 13 %, а при пониженном крутящем моменте $M_1 = 0{,}85M_{1н}$ это время увеличивается до 18 %.

Степень влияния отклонения ω_{1M} на динамичность движения МТС зависит от характера кривой $M_1 = f(\omega_1)$. При плавном изменении M_1 в зоне ω_{1M} это влияние незначительно. Однако при выходе из зоны варьирования передаточного отношения за пределы области (ω_{1M}...ω_{1N}) может иметь место нарушение устойчивой работы ДВС. Это, в свою очередь, может быть устранено путем регулировки стрелы предварительного поджатия пружины, сжимающей диски ведомого шкива [1].

Влияние отклонения длины клинового вариаторного ремня на работу АКВ

В соответствии с ГОСТ 1284.1–89 на вариаторные клиновые ремни отклонения ΔL длины L ремня могут достигать значительной величины. Поскольку в конструкции АКВ в МТС регулирование межосевого расстояния не предусмотрено, то отклонение длины ремня ΔL может оказывать существенное влияние на работу АКВ.

С увеличением длины L ремень автоматически под действием пружины, поджимающей подвижный диск ведомого шкива в осевом направлении, перемещается на ведомом шкиве на больший радиус ($R + \Delta R$). Следовательно, при этом будет иметь место некоторое увеличение первоначального передаточного отношения. Кроме того, перемещение ремня на больший радиус сопровождается осевым перемещением подвижного диска. Это приводит к уменьшению стрелы предварительного поджатия пружины, осевой силы поджатия дисков ведомого шкива и, соответственно, силы предварительного натяжения ветвей ременной передачи, что, в конечном итоге, будет сопровождаться изменением коэффициента тяги и, следовательно, изменением КПД передачи.

Приняв во внимание значительное межосевое расстояние передачи и небольшое передаточное отношение, в первом приближении можно считать, что угол обхвата ведомого шкива незначительно отличается от 180°. Тогда можно записать:

$$\Delta L \cong \pi\Delta R.$$

Отсюда

$$\Delta R = \frac{\Delta L}{\pi}. \qquad (1)$$

Дополнительное осевое перемещение подвижного диска ведомого шкива определяем по схеме (рис. 2).

Из рис. 2 следует, что

$$\Delta y = 2\Delta R \operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}. \qquad (2)$$

Подставляя сюда значение ΔR по выражению (1), получаем

$$\Delta y = \frac{\pi}{2}\Delta L \operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}. \qquad (3)$$

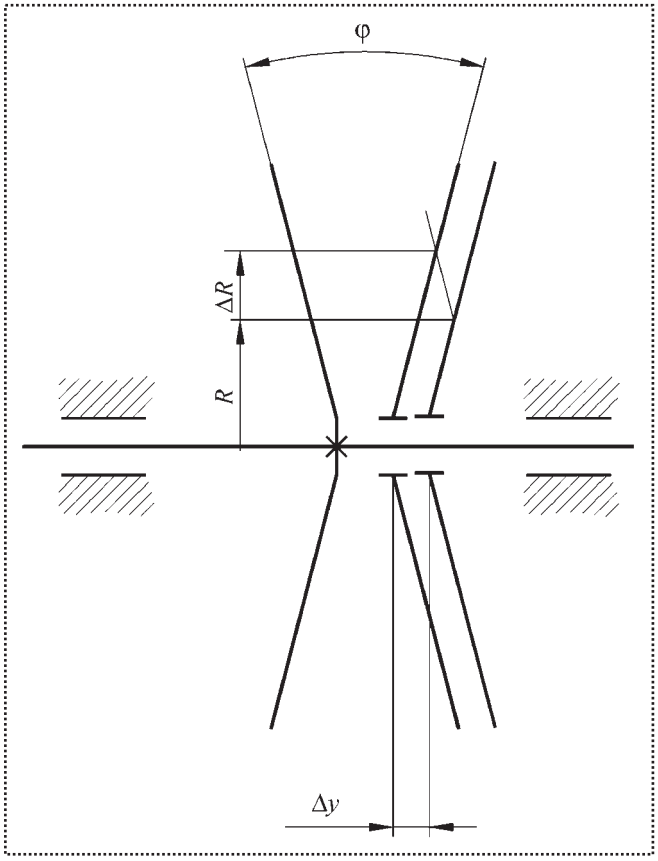

Рис. 2. Схема для определения осевого перемещения подвижного диска шкива

Тогда изменение силы предварительного поджатия пружины составит

$$\Delta S_{п0} = c\Delta y = \frac{\pi}{2} c \Delta L \operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}, \qquad (4)$$

где c – жесткость пружины.

Например, при ΔL = 15 мм, c = 1500 Н/м; φ = = 26°; $\Delta S_{п0}$ = 3,3 Н, что составляет 23 % от номинальной силы ($S_{п0}$ = 15 Н) предварительного поджатия пружины.

Влияние неточностей изготовления пружин

Неточности изготовления пружин приводят к отклонению силы предварительного поджатия пружины $S_{п0}$. Согласно технической документации на пружину эти отклонения могут достигать до 10 %. Тогда с учетом независимости возникновения последних двух факторов суммарное отклонение осевой силы предварительного поджатия дисков ведомого шкива составит

$$\left(\frac{\Delta S_0}{S_0}\right)_\Sigma = \sqrt{\left(\frac{\Delta S_0}{S_0}\right)^2 + \left(\frac{\Delta S_{п0}}{S_0}\right)^2}. \qquad (5)$$

Для ранее приведенных числовых данных это означает, что

$$\left(\frac{\Delta S_0}{S_0}\right)_\Sigma = \sqrt{0{,}23^2 + 0{,}12^2} = 0{,}25.$$

Таким образом, из-за неточностей изготовления ремня и пружины сила предварительного поджатия дисков в данном случае может изменяться до 25 %. В связи с этим коэффициент тяги может изменяться до 20 %, а это, в свою очередь, приводит к изменению КПД передачи до 6 % и к соответствующему изменению крутящего момента на ведущем колесе. При этом соответственно до 6 % может изменяться время разгона МТС до регламентированной скорости ($v_а$ = 30 км/ч).

Выводы

1. Действие рассмотренных факторов на работу АКВ неизбежно, так как изготовить элементы привода идеально точно не представляется возможным.

2. Для уменьшения выявленных негативных явлений рекомендуется предусматривать в конструкции АКВ возможность регулирования силы предварительного поджатия пружины.

3. Необходимый диапазон регулирования силы предварительного поджатия пружины может быть вычислен в стадии проектирования АКВ по приведенным в настоящей работе формулам с последующим его уточнением в процессе экспериментальной доработки и сборки изделия.

Список литературы

1. **Рябов Г.К., Андреев С.А.** Автоматическая трансмиссия мототранспортных средств. Теория, расчет и конструирование: учеб. пособие. Ковров: КГТА, 2003. 32 с.

2. **Рябов Г.К., Андреев С.А.** К вопросу повышения надежности автоматических трансмиссий мототранспортных средств // Вестник КГТУ. Вып. 39. Транспорт. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. С. 196–199.

3. **Рябов Г.К., Сорокин А.В.** Теория движения колесных машин: учеб. пособие. Ковров: КГТА, 2005. 128 с.

Техническое обслуживание оборудования

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.

Рассмотрены основные понятия технического обслуживания. Представлена общая методика расчета трудоемкости ремонтов. Приведены данные для ремонта теплообменного оборудования.

1. Общие положения

Основные виды и содержание работ по техническому обслуживанию

Техническое обслуживание – комплекс работ для поддержания работоспособности энергетического оборудования и сетей в процессе их использования, которое проводят в период между двумя очередными ремонтами.

Техническое обслуживание подразделяют на текущее и плановое.

Текущее техническое обслуживание осуществляют регулярно ремонтным персоналом и выполняют во время перерывов в работе агрегатов без нарушения производственного процесса. Этот вид обслуживания специально не планируют.

Плановое техническое обслуживание осуществляют эксплуатационным персоналом в плановом порядке в сроки, установленные правилами технической эксплуатации (ПТЭ) и другими эксплуатационными инструкциями.

При текущем обслуживании выполняют:

♦ надзор за соблюдением ПТЭ эксплуатационных инструкций;

♦ контроль за техническим состоянием оборудования;

♦ уход за оборудованием (осмотр, чистка, обтирка, смазка и т.д. отдельных деталей и узлов) и устранение мелких дефектов;

♦ профилактические испытания оборудования и сетей.

Виды ремонта

Предусматривают два вида ремонта: текущий и капитальный.

Текущий ремонт – это такой вид ремонта, при котором производят частичную разборку узлов с быстроизнашивающимися деталями, не обеспечивающими надежности в последующий период работы, ремонт или замена указанных деталей, устранение дефектов, выявленных в процессе предыдущего использования оборудования.

Капитальный ремонт – это ремонт, при котором производят полную ревизию всех узлов независимо от их технического состояния, ремонт или замена изношенных деталей, ресурс которых не обеспечивает надежность работы в последующий межремонтный период, ремонт базовых деталей, испытание и наладка систем, узлов и оборудования в целом.

Перечень типовых работ, выполняемых при текущем и капитальном ремонтах некоторых видов энергетического оборудования, приведен ниже.

Модернизация

Под модернизацией понимают внесение в конструкцию частичных изменений и усовершенствований в целях улучшения технико-экономических показателей. Модернизацию оборудования необходимо приурочивать ко времени проведения капитального ремонта.

Перед проведением модернизации следует рассчитать экономическую целесообразность намечаемых работ.

Периодичность ремонтов

Предусматривают определенные ремонтные циклы и межремонтные периоды применительно к различным видам энергетического оборудования и условиям эксплуатации.

Ремонтным циклом называют период между двумя капитальными ремонтами или от начала ввода в эксплуатацию до первого капитального ремонта.

Межремонтным периодом называют промежуток времени между двумя плановыми ремонтами.

Ремонтный цикл определяют сроком службы тех основных элементов энергооборудования, замена или ремонт которых может быть выполнен во время его полной разборки (демонтажа).

Ремонтный цикл и межремонтный период определяют сроком службы деталей, видами повреждений и закономерностями этих повреждений.

Межремонтный период определяют сроком службы быстроизнашивающихся элементов энергооборудования, замена которых не может быть выполнена при техническом обслуживании.

Нормативы ремонтных циклов и межремонтных периодов установлены исходя из двухсменной работы энергооборудования и сетей. Ремонтные циклы и межремонтные периоды энергооборудования и сетей, работающих при другой сменности, определяют умножением нормативных данных на соответствующий поправочный коэффициент K. При коэффициенте сменности $K_{СМ} = 1$, $K = 2$; при коэффициенте сменности $1 < K_{СМ} \leq 3$, $K = 2/K_{СМ}$, коэффициент сменности определяют из равенства $K_{СМ} = t_c/8$, где t_c – среднее количество часов работы оборудования в сутки.

Рассчитанный таким образом межремонтный период следует округлять до 1 месяца, а ремонтный цикл – до 6 месяцев. Межремонтный период должен быть кратен ремонтному циклу.

Двухвидовая структура ремонтного цикла предусматривает в определенной последовательности чередование текущих и капитальных ремонтов и соответствующего технического обслуживания энергетического оборудования и сетей.

Особое место в уточнении конкретных сроков проведения капитальных ремонтов энергооборудования и сетей занимают осмотры и профилактические испытания, проводимые при техническом обслуживании.

Техническое состояние энергооборудования и сетей, зафиксированное осмотрами и профилактическими испытаниями и требующее переноса сроков проведения очередного капитального ремонта, оформляют актом.

Акт должен быть подписан главным энергетиком и утвержден главным инженером предприятия.

Номенклатура ремонтных работ

Основанием для определения плановых сроков и объема ремонтных работ служит заранее разработанная детальная техническая номенклатура работ по всем видам ремонта и обслуживания для каждого вида энергооборудования и сетей.

Номенклатура ремонтных работ должна включать характерные работы по ремонту отдельных видов деталей и узлов оборудования и сетей.

Номенклатура ремонтных работ является основой:

- для технического персонала при планировании ремонтов, определении объема и трудоемкости ремонта, составлении смет и организации подготовки к ремонтам;
- для мастеров и бригадиров при определении необходимых материалов, инструмента, запасных частей и планировании работы ремонтников;
- для работников бухгалтерии предприятия при осуществлении контроля за правильным расходованием средств, выделенных на ремонт.

2. Нормативы трудоемкости ремонтов

Планирование и учет ремонтных работ необходимо осуществлять на основе нормативов трудоемкости ремонтов в чел.-ч, приведенных ниже.

На предприятиях, где планирование и учет ремонтных работ ведут в "ремонтных единицах" (р.е.), приведенные нормативы трудоемкости ремонта можно перевести в р.е., пользуясь следующими данными:

♦ трудоемкость текущего ремонта 1 р.е. теплотехнического оборудования – 16 чел.-ч;

♦ трудоемкость капитального ремонта 1 р.е. теплотехнического оборудования – 40 чел.-ч.

Нормативы трудоемкости охватывают все виды ремонтных работ (слесарные, станочные и др.) согласно их типовой номенклатуре. В случае выполнения специальных работ сверх типовой номенклатуры смета должна быть скорректирована.

Нормативы трудоемкости разработаны исходя из выполнения работ ремонтной базой, располагающей современным оборудованием и оснасткой.

Разработанные нормативы трудоемкости являются максимально допустимыми и могут быть уточнены и скорректированы в зависимости от специфики работы энергооборудования и сетей на предприятии с учетом местных условий. Все изменения нормативов должны быть соответствующим образом мотивированы и утверждены главным инженером.

Определение плановой трудоемкости ремонта энергооборудования и сетей

Для составления годового и месячного планов ремонта энергетического оборудования и сетей необходимо рассчитать для каждого вида ремонта

данной группы оборудования свою трудоемкость, используя укрупненные нормативы трудоемкости ремонтов, приведенные ниже.

Трудоемкость текущих и капитальных ремонтов определяют как

$$T = T_{т} + T_{к},$$

где $T_{т}$ и $T_{к}$ – трудоемкости текущего и капитального ремонтов данной группы оборудования, чел.-ч.

Для энергетического оборудования и сетей со сроком службы более 10 лет к нормативам трудоемкости следует применять поправочные коэффициенты: при продолжительности работы оборудования 10–15 лет – коэффициент 1,05...1,09; 15–20 лет – коэффициент 1,15...1,18 и более 20 лет – коэффициент 1,25.

Определение численности рабочих для выполнения работ по техническому обслуживанию энергооборудования и сетей

Численность рабочих для технического обслуживания рассчитывают на основании годового графика ремонта и нормативов технического обслуживания на одного рабочего в одну смену по надзору, уходу и содержанию оборудования в исправном состоянии (табл. 1), нормативов времени на плановые осмотры и чистку энергетического оборудования и сетей (табл. 2) и нормативов времени на проведение технических испытаний (табл. 3).

Количество рабочих, необходимых для технического обслуживания на планируемый год, определяют:

$$H_{т.о} = H_{т.то} + H_{о} + H_{ч} + H_{и},$$

где $H_{т.то}$ – расчетная численность рабочих по текущему техническому обслуживанию:

$$H_{т.то} = \frac{\Sigma T_{кр} K_{см}}{H_{обс}},$$

где $\Sigma T_{кр}$ – трудоемкость капитального ремонта установленного оборудования, чел.-ч; $K_{см}$ – коэффициент сменности работы оборудования; $H_{обс}$ – норматив технического обслуживания на одного рабочего в смену по надзору, уходу и содержанию оборудования в исправном состоянии (табл. 1);

1. Нормативы на проведение работ по надзору, уходу и содержанию оборудования на одного рабочего в одну смену

Вид оборудования	Характеристика условий и режим работы	Трудоемкость капитального ремонта чел.-ч на 1 рабочего в одну смену
Тепло- и сантехническое оборудование и цехи	Цехи холодной обработки металлов, сборочные, насосные и компрессорные станции	42000 (1050)
	Цехи горячей обработки металлов: литейные, гальванические и др.	34400 (860)
Трубопроводные сети и сооружения	Цехи холодной обработки металлов, сборочные, деревообрабатывающие помещения	54000 (1350)
	Цехи горячей обработки металлов, гальванические, литейные	40000 (1000)

Примечания: 1. Нормативы на проведение ремонтных работ по надзору, уходу и содержанию оборудования не распространяют на основное и вспомогательное оборудование генерирующих установок: котлоагрегаты, компрессоры, насосы насосных станций и др. Для этого оборудования нормативы разрабатываются предприятием в зависимости от технического состояния, условий работы оборудования и в соответствии с ПТЭ.

2. В скобках – количество ремонтных единиц на одного рабочего в одну смену.

2. Нормативы времени на осмотр и чистку энергетического оборудования

Оборудование	Нормативы времени на 100 чел.-ч трудоемкости капитального ремонта, чел.-ч	
	на плановый осмотр	на плановую чистку
Тепло- и сантехническое, компрессоры, насосы, трубопроводы, арматура и т.д.	10,0 (4,0)	3,5 (1,5)

Примечание. В скобках даны нормативы на одну ремонтную единицу, чел.-ч.

3. Трудоемкость работ на проведение технических испытаний энергооборудования и сетей

Виды технических испытаний	Единицы измерения	Нормативы на единицу измерения, чел.-ч
Гидравлические испытания трубопроводов (включая осмотры)	1 р.е. (100 чел.-ч капремонта)	1,9 (5,0)
Технические испытания вентиляционных установок		0,3 (0,75)
Примечание. В скобках – количество ремонтных единиц на одного рабочего в одну смену.		

$H_о$ и $H_ч$ – соответственно численность рабочих по плановому осмотру и чистке энергооборудования:

$$H_о = \frac{\Sigma T'_{кр}\rho_о}{\Phi_g K_{вн}};\ H_ч = \frac{\Sigma T''_{кр}\tau_ч}{\Phi_g K_{вн}},$$

где $\Sigma T'_{кр}$ и $\Sigma T''_{кр}$ – соответственно трудоемкость капитального ремонта оборудования, подлежащего плановым осмотрам и чисткам, чел.-ч; $\tau_о$ и $\dot{\tau}_ч$ – нормативы времени на плановые осмотры и чистки, чел.-ч на 100 чел.-ч трудоемкости капитального ремонта оборудования (табл. 2); Φ_g – действительный годовой фонд рабочего времени; $K_{вн}$ – коэффициент выполнения норм, планируемый на предприятии для данной категории рабочих; $H_и$ – количество рабочих, необходимых для проведения наладочных работ и работ по техническому испытанию оборудования и сетей, определяют исходя из объема этих работ и нормативов трудозатрат, приведенных в табл. 3:

$$H_и = \frac{\Sigma E_и \tau_и}{\Phi_g},$$

где $\Sigma E_и$ – количество единиц измерения; $\tau_и$ – норматив трудозатрат на единицу измерения, чел.-ч.

Определение численности рабочих для выполнения работ по ремонту энергооборудования и сетей

Расчет производят на основании годового плана-графика ремонта оборудования и нормативов времени на ремонт:

$$H_р = \frac{T_т + T_к}{\Phi_g K_{вн}}.$$

3. Ремонт теплообменного оборудования

Типовой объем работ при текущем ремонте

При текущем ремонте предусматривают следующий типовой объем ремонтных работ.

Подогреватели, теплообменники – наружный осмотр корпуса, устранение течи в сварных швах, вскрытие крышки и проверка трубных досок, подвальцовка или подварка отдельных трубок, смена прокладок, исправление повреждений теплоизоляции, ремонт всей запорной арматуры.

Типовой объем работ при капитальном ремонте

Подогреватели, теплообменники – полная разборка с выводом трубного пучка из корпуса, очистка подогревателя от накипи механическим или химическим способом, частичная или полная замена трубок, сборка подогревателя, гидравлическое испытание, трубопроводная обвязка на новых прокладках.

Продолжительность ремонтного цикла и межремонтного периода теплообменного оборудования приведены в табл. 4.

Нормы трудоемкости ремонта

Нормы трудоемкости ремонта тепломеханического оборудования охватывают все виды ремонт-

4. Продолжительность ремонтного цикла и межремонтного периода теплообменного оборудования

Наименование оборудования	Продолжительность ремонтного цикла, лет	Продолжительность межремонтного периода, мес.
Подогреватели и теплообменники	4	12
Бойлеры	–"–	–"–
Паропреобразовательные установки	3	–"–
Редукционно-охладительные установки	–"–	–"–
Охладители пара, воды и конденсата	4	–"–
Испарительные установки	3	–"–

5. Нормы трудоемкости ремонта теплообменного оборудования

Наименование оборудования	Поверхность нагрева (охлаждения), м^2	Норма трудоемкости ремонта, чел.-ч	
		текущий	капитальный
Подогреватели, охладители	1	9,6	24
	4	16	40
	10	35,2	88
	15	60,8	152
	20		
	30		
	40		
	50	72	180
	75		
	100		
	100...120	81,6	204
	120...140		
	140...160		
	160...180		

ных работ (слесарные, станочные, обмуровочные, теплоизоляционные) согласно их типовому объему.

В случае выполнения специальных работ сверх типового объема трудоемкость ремонта должна быть соответственно скорректирована.

Нормы трудоемкости теплообменного оборудования приведены в табл. 5.

Нормы простоя из-за ремонта

На большинстве предприятий промышленные котельные и теплопункты работают с полной нагрузкой в осенне-зимний период, а в летний период покрывают только технологическую потребность в паре и горячей воде. Это дает возможность производить ремонт без простоя технологического оборудования и осуществлять его в летний период.

В табл. 6 приведены нормы простоя из-за ремонта только для котельного оборудования, которое не имеет резерва.

6. Нормы простоя из-за ремонта

Трудоемкость ремонта, чел.-ч	Простой при капитальном ремонте, сут.	Простой при текущем ремонте, ч
До 100	2	10
200	4	20
400	6	40
600	10	60
800	14	80
1000	16	100
1500	20	120
2000	22	160
Более 2000	25	180

Нормы постоя приведены при выполнении ремонтных работ в две смены. При трехсменной работе к нормам простоя вводят коэффициент 0,75; при односменной – 1,8.

4. Ремонт приборов теплового контроля

Номенклатура приборов

В состав приборов теплового контроля входят приборы для измерения и регулирования давления, вакуума, температуры, расхода количества жидкостей и газов, уровня жидкости, состава и свойств вещества, устройства дистанционной передачи и вторичные приборы.

Типовой объем работ при техническом обслуживании

Организация работ по техническому обслуживанию и ремонту приборов электроизмерительных и теплового контроля должны обеспечивать точность показаний, исправное состояние, отвечающее всем требованиям, которые предусмотрены Госстандартом, государственными стандартами и инструкциями заводов-изготовителей.

Для обеспечения указанных условий работы приборов необходимо осуществлять постоянное техническое обслуживание и текущий ремонт, а также систематические поверки всех приборов, находящихся в эксплуатации. Техническое обслужи-

вание приборов производится персоналом, который обслуживает и контролирует работу технологического и энергетического оборудования, или прибористами.

В объем технического обслуживания входят наружный осмотр прибора, проверка исправности электропроводки и других коммуникаций, сохранности пломб, своевременное предупреждение появления неисправностей и выявление дефектов, возникающих при эксплуатации, смазка механизмов движения, смена диаграммной бумаги, перьев и чернил самопишущего прибора, доливка специальных жидкостей, устранение подтекания жидкости, а при необходимости смена прокладок, промывка камер, слив и заливка ртути, исправление уплотнений и крепежа у ртутных дифманометров, проверка заборных устройств, холодильников, фильтров, водоструйных насосов и источников питания у газоанализаторов, доливка масла в редуктор и реохорд в автоматических электронных мостах и потенциометрах.

Для лучшей сохранности приборов, правильной эксплуатации и поддержания их в исправном состоянии рекомендуется закреплять приборы за персоналом, обслуживающим технологическое оборудование. Запись показаний приборов в журнале работы технологического оборудования или в специальном журнале производят систематически.

В объем технического обслуживания входит своевременное представление на госпроверку измерительных приборов, для которых установлена обязательная государственная проверка в органах комитета стандартов, мер и измерительных приборов или в заводских лабораториях, имеющих на то разрешение указанных органов, а также обеспечение своевременного и качественного ремонта приборов в установленные сроки.

Основной объем работ при текущем ремонте

Текущий ремонт производят непосредственно на месте без снятия прибора с места установки или в мастерской с установкой резервного прибора вместо снятого.

В объем текущего ремонта входят наружный осмотр, вскрытие и очистка прибора, частичная разборка подвижной системы, исправление или замена поврежденных стрелок, пружин, трубок, винтов, контактов, держателей диаграммы, рычагов пера и при необходимости пополнение недостающих и замена изношенных крепежных деталей, замена стекол, проверка качества изоляции, состояния цепей прибора, проверка установки и состояния кранов, регулировка подвижной системы прибора по основным точкам с ремонтом и установкой дополнительного сопротивления.

Помимо указанных работ при текущем ремонте отдельных приборов проводят следующие дополнительные работы:

♦ **самопишущие приборы** – очистка, смазка и регулировка лентопротяжного механизма и проверка подачи диаграммы и красящей ленты, проверка сцепления главного кулачка с валом электродвигателя, регулировка совпадения положений переключателя термопар с цветом записи; замена электродвигателя или часового механизма;

♦ **приборы сопротивления** – проверка всех элементов сопротивления, подгонка к номиналу до 20 % и замена негодных до 10 % их числа в приборе, припайка оборванных концов в монтажной схеме, сушка элементов схемы и зачистка контактов, проверка исправности электропроводки, термопар, диафрагм и трубок к тягомерам и другим приборам теплового контроля;

♦ **приборы измерения расхода жидкостей и газов** – промывка камер, слив и залив ртути, исправление уплотнений, устранение люфтов в отдельных деталях механизма, очистка соединительных патрубков, перебивка сальников, замена стекол в приборах, шкал и счетчиков интегратора, регулировка показаний по шкале и интегратору;

♦ **мосты уравновешивающие** – доливка масла в редуктор и реохорд, устранение заеданий в сочленениях подвижных деталей, проверка действий вибропреобразователя, усилителя, электродвигателя, подвижных контактов, ртутных переключателей, настройка регулирующей и регистрирующей аппаратуры прибора на соответствие техническим условиям. Если при текущем ремонте производили ремонт измерительной части прибора (замена или ремонт кернов, подпятников, моментных пружин, подвесок, зеркал), то прибор подлежит проверке и сдаче госповерителю;

♦ **системы автоматического управления и регулирования** – очистка, смазка и проверка реле, датчиков, исполнительных механизмов, приборов теплового контроля, регуляторов всех систем и назначений, следящих механизмов, проверка на плотность импульсных и соединительных трубок, измерение сопротивления электрических трубок, измерение сопротивления электрических цепей

управления, устранения обнаруженных дефектов, подтяжка контактов электрических цепей, замена неисправных отдельных элементов и узлов и опробирование в работе;

♦ **счетчики измерения расхода жидкостей и газов** – разборка, очистка и смазка интегрирующего механизма, механизма показаний, сочленений, вскрытие, очистка и сборка полюсовой камеры, замена минусового сосуда с изношенными деталями механизма, устранение люфтов, ремонт электронного усилителя, перезаполнение или замена мембранного блока, ремонт датчика механизма интегратора и индукционных катушек;

♦ **дифманометры** – герметизация соединения измерительной системы и мембранного блока, а также сальниковых уплотнений запорных вентилей, очистка сопла и постоянного дросселя, очистка измерительных полостей прибора, заполнение мембранного блока жидкостью, переградуировка прибора на новый диапазон измерений;

♦ **приборы для измерения состава веществ** – ремонт холодильников, ремонт или замена источников питания, ремонт показывающих и регистрирующих вторичных приборов, ремонт датчика приборов, замена плеч мостовой схемы, нулевого реостата, проверка всего основного вспомогательного оборудования прибора и регулировка;

♦ **системы автоматического поддержания давления, разряжения и регулирования** – ремонт и проверка реле датчиков исполнительных механизмов, приборов теплового контроля, регуляторов температур и давления, электрической и электронной аппаратуры, замена отдельных приборов и аппаратуры более совершенными, перемонтаж схемы автоматического управления и регулирования, замена вышедших из строя импульсных трубок и электропроводки, наладка системы.

Специальные условия приемки приборов из ремонта

Приборы теплового контроля, прошедшие текущий ремонт с нарушением измерительной части прибора, подлежат проверке органами метрологической службы. Проверку точности показаний приборов теплового контроля проводят в соответствии с требованиями государственных стандартов по методике, установленной инструкциями Госстандарта, методическим указаниям его метрологических институтов и органов государственной метрологической службы.

Проверка приборов должна проводиться на стационарных стендах или переносными поверочными средствами на месте установки прибора. Результаты поверки должны оформляться в соответствии с требованием нормативных документов. Приборы, прошедшие капитальный или текущий ремонт, должны по своей технической характеристике соответствовать государственным стандартам или техническим условиям завода-изготовителя.

Приборы, которые в результате качественного постоянного технического обслуживания сохранили свои физические и метрологические свойства по истечении срока государственного клейма или свидетельства, подлежат переклеймению без ремонта и проверки.

Приборы теплового контроля, установленные на технологическом и энергетическом оборудовании, подлежат периодической регулировке и наладке для создания надлежащих эксплуатационных режимов. В объем наладочных работ входят проверка схемы включения прибора, ревизия первичного и вторичного приборов, проверка импульсных линий вторичной цепи с устранением обнаруженных дефектов, поверочный расчет диафрагм, испытание изоляции подводки, подгонка сопротивлений, наладка работы прибора и схемы при эксплуатационных режимах, проверка точности показаний прибора в рабочем диапазоне параметров оборудования. При производстве поверок тепловых приборов предприятиям необходимо учитывать требования правил технической эксплуатации (ПТЭ) теплоизолирующих установок и тепловых сетей.

Ремонтный цикл и ремонтные нормативы

Продолжительность циклов ремонта и поверок электроизмерительных приборов и приборов теплового контроля определяют в зависимости от условий окружающей среды, в которой эксплуатируют приборы. Периодическая поверка средств измерений, находящихся в эксплуатации, должна проводиться в календарные сроки, устанавливаемые предприятием и местными органами метрологической службы. Календарные графики поверок и ремонта должны быть утверждены руководителем предприятия или лицом, уполномоченным приказом по предприятию. На отдельные виды приборов межповерочные интервалы должны быть приняты согласно номенклатурному перечню рабочих средств измерений, подлежащих государственной

поверке. В этом же перечне установлена периодичность поверки образцовых средств измерений.

В табл. 7 приведена продолжительность межремонтного периода и периодичности поверок. Сроки поверки средств измерений, применяемых для обеспечения техники безопасности, должны быть согласованы со службами техники безопасности и органами Росгортехнадзора.

Нормы трудоемкости ремонта и поверки приборов приведены в табл. 8. Для приборов новых

7. Продолжительность циклов ремонта и поверок

Условия работы	Приборы теплового контроля	
	Продолжительность межремонтного периода, мес.	Периодичность поверок, мес.
Нормальные условия эксплуатации (цеха холодной обработки металлов, сборочные цеха или подсобные цеха и участки)	12	12
Горячие, химические, гальванические цеха	6	6
Цеха с сильной запыленностью, агрессивностью среды, вибрацией и пульсацией потока	3	3

8. Трудоемкость ремонта и поверки приборов

Приборы	Норма трудоемкости, чел.-ч	
	текущего ремонта	поверки
Для измерения и регулирования температуры		
Термометры манометрические показывающие, класс точности 1,5	1,2	0,6
Термометры манометрические показывающие газовые и жидкостные, класс точности 1,0; 1,5	1,7	0,7
Термометры манометрические самопишущие газовые и жидкостные, класс точности 1,0; 1,5	2	0,7
То же с записью двух температур	2,6	0,7
Преобразователь температуры электрический газовый и жидкостный для непрерывного преобразования температуры жидких и газообразных сред в электрический токовый сигнал дистанционной передачи, класс точности 1,0; 1,5	2,4	0,6
Термопары платино-платинородиевые, хромель-никелевые и хромель-алюмелевые	–	0,2
Для измерения и регулирования давления, перепада давления и разрежения		
Манометры, мановакуумметры, вакуумметры показывающие:		
электроконтактные	1	0,2
сигнализирующие	2,3	0,3
Тягомеры, напоромеры, тягонапоромеры сильфонные с классом точности 1; 1,5; 2,5 и 4 показывающие с сигнальным устройством	2,4	0,5

Приборы	Норма трудоемкости, чел.-ч	
	текущего ремонта	поверки
Манометры дифференциальные сильфонные, предназначенные для измерения газов и водяного пара с учетом измерения действительных значений давления и температуры измеряемой среды в пределах давления 0,25 МПа, класс точности 4	8	1,2
Манометр дифференциальный перепадомер сильфонный электрический с магнитной компенсацией для измерения перепада давления газообразных сред и преобразования в токовый выходной сигнал с диапазоном 0...5 А	4,5	1
Для измерения и регулирования уровня		
Уровнемеры поплавковые с пружинным уравновешиванием с диапазоном измерения 0...12 м	4	1,1
Уровнемеры мембранные ферродинамические буйковые и емкостные, класс точности 1,5	3	0,6
Индикатор уровня дистанционный, показывающий и регистрирующий с пределом показаний 0...630 мм	6	1,2
Регуляторы уровня электроконтактные поплавковые и буйковые	3	0,7
Регуляторы уровня поплавковые и буйковые	2	0,4
Сигнализаторы уровня мембранные и электроконтактные	2	0,7
Сигнализаторы уровня поплавковые и емкостные	4	0,8
Реле уровня мембранные и поплавковые	1,5	0,4

Продолжение табл. 8

Приборы	Норма трудоемкости, чел.-ч	
	текущего ремонта	поверки
Реле уровня сильфонные	2	0,6
Сигнализаторы предельных уровней воды в паровых котлах	1,8	0,3
Для измерения и регулирования расхода и количества жидкости		
Счетчик жидкостный с овальными шестернями, унифицированными с условным проходом до 100 мм	4,4	0,6
Счетчик жидкости лопастной с условным проходом до 100 мм	4,8	0,6
Счетчик газовый ротационный для объемного измерения горючих газов с условным проходом до 200 мм	2,5	0,5
Счетчик горячей воды крыльчатый с условным проходом до 150 мм	4,8	0,6
Ротаметры с металлической и стеклянной трубками электрические и пневматические дистанционные	4	1,2
Манометры дифференциальные сильфонные, предназначенные для измерения расхода жидкостей, газа и пара по перепаду давления в суживающих устройствах, самопишущие, класс точности 1; 1,5	6	0,8
Манометр дифференциальный мембранный электрический с магнитной компенсацией, класс точности 1,5	4,8	0,8
Манометр дифференциальный поплавковый жидкостный самопишущий, класс точности 1 и 1,5	4,8	0,8
То же показывающий	3,2	0,6
Манометр дифференциальный колокольный и кольцевой, предназначенный для непрерывной выдачи сигнала о перепаде давления и расходе газа и других веществ, класс точности 1,5	8	0,8
Регуляторы прямого действия		
Регуляторы давления воды и пара типа РД для условного диаметра, мм:		
до 32	1,6	–
50	1,8	–
100...150	2,4	–
200...300	3	–

Приборы	Норма трудоемкости, чел.-ч	
	текущего ремонта	поверки
Регуляторы давления газа типа РД для условного диаметра, мм:		
до 50	3,2	–
80	4	–
100	4,8	–
Регуляторы температуры типа РТ путем изменения расхода пара, жидких и газообразных сред, для условного диаметра, мм:		
до 25	1,6	–
40	1,9	–
50	2,2	–
80	3,2	–
Регуляторы, работающие без постороннего источника энергии		
Регуляторы давления прямого действия типа РД для условного диаметра 32 мм	2,8	–
Регуляторы давления газа прямого действия типа РД для условного диаметра, мм:		
до 50	3,2	–
80	4	–
100	4,8	–
Регуляторы температуры прямого действия типа РТ путем изменения расхода пара, жидких и газообразных сред для условного прохода диаметром, мм:		
до 25	2	–
40	2,2	–
50	2,5	–
80	3,2	–
Реле и датчики		
Реле давления сигнальное	3	–
Реле потока газа или жидкости	3	–
Реле давления дифференциальное	8	–
Датчик-реле температуры	2	–
Датчик-реле давления	4	–
Датчик-реле напора и тяги	4	–

конструкций нормы трудоемкости ремонта определяют путем приравнивания их к аналогичным по назначению и пределам измерений.

Список литературы

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

(Продолжение следует.)

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 1
Рекомендуемое

Классы точности балансировки для различных групп жестких роторов по ИСО 1940

Классы точности балансировки по настоящему стандарту	$e_{ст}\,\omega_{э\,max}$, мм·рад/с, не более[1; 2]	Типы роторов (основные размеры)
11	4000	Узел коленчатого вала[3] жестко установленного низкооборотного судового дизеля с нечетным числом цилиндров[4]
10	1600	Узел коленчатого вала[3] жестко установленного двухтактного двигателя большой мощности
9	630	Узел коленчатого вала[3] жестко установленного четырехтактного двигателя большой мощности. Узел коленчатого вала[3] судового дизеля, установленного на виброизоляторах
8	250	Узел коленчатого вала[3] жестко установленного высокооборотного четырехцилиндрового дизеля[4]
7	100	Узел коленчатого вала[3] высокооборотного дизеля с шестью и более цилиндрами[4]. Двигатели в сборе (бензиновые или дизельные) для легковых и грузовых автомобилей и локомотивов[5]
6	40	Колеса легковых автомобилей, ободы колес, бандажи, приводные валы, тормозные барабаны автомобиля, колесные пары. Узел коленчатого вала[3], установленного на виброизоляторах высокооборотного четырехтактного двигателя (бензинового или дизельного) с шестью и более цилиндрами[4]. Узел коленчатого вала[3] двигателя для легкового и грузового автомобилей и локомотивов
5	16	Приводные валы (валы судовых винтов, карданные валы) со специальными требованиями. Части дробилок. Части сельскохозяйственных машин. Отдельные части двигателей (бензиновых или дизельных) легковых автомобилей, грузовиков и локомотивов. Узел коленчатого вала[3] двигателя с шестью и более цилиндрами со специальными требованиями
4	6,3	Части технологического оборудования. Главные редукторы турбин торговых судов. Барабаны центрифуг. Вентиляторы. Роторы авиационных газотурбинных двигателей в сборе
4	6,3	Маховики. Крыльчатки центробежных насосов. Части станков и машин общего назначения. Роторы обычных электродвигателей. Отдельные детали двигателей со специальными требованиями
3	2,5	Газовые и паровые турбины, включая главные турбины торговых судов. Турбогенераторы с жесткими роторами. Турбокомпрессоры. Приводы металлообрабатывающих станков. Роторы средних и крупных электродвигателей со специальными требованиями. Роторы небольших электродвигателей. Турбонасосы

* Редакция 1983 г.

** Начало см. журнал "Сборка в машиностроении, приборостроении", №3, 2008 г.

Продолжение табл.

Классы точности балансировки по настоящему стандарту	$e_{ст}\,\omega_{э\,max}$, мм·рад/с, не более[1; 2]	Типы роторов (основные размеры)	Классы точности балансировки по настоящему стандарту	$e_{ст}\,\omega_{э\,max}$, мм·рад/с, не более[1; 2]	Типы роторов (основные размеры)
2	1,0	Приводы магнитофонов и проигрывателей. Приводы шлифовальных станков. Роторы небольших электродвигателей специального назначения	1	0,4	Шпиндели, шлифовальные круги и роторы электродвигателей прецизионных шлифовальных станков. Гироскопы

[1] $\omega = \frac{2\pi n}{60} \approx \frac{n}{10}$, где n в мин$^{-1}$ (об/мин); ω в рад/с.

[2] Когда речь идет о жестких роторах с двумя симметричными относительно центра масс плоскостями опор, к каждой плоскости следует относить половину рекомендуемого значения главного вектора допустимых дисбалансов. При дискообразном роторе это значение относится к одной плоскости, проходящей через центр масс ротора.

[3] Узел коленчатого вала включает коленчатый вал, маховик, муфту сцепления, шкив, гаситель крутильных колебаний, части масс шатунов, статически приведенные к осям шатунных шеек коленчатого вала и т.д.

[4] Низкооборотным считается двигатель со скоростью поршня менее 9 м/с; высокооборотным – двигатель со скоростью поршня более 9 м/с.

[5] В двигателе в сборе масса ротора включает сумму всех масс, относящихся к узлам коленчатого вала и перечисленных выше.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2
Обязательное

Пересчет дисбалансов из одних плоскостей в другие для жесткого двухопорного ротора

1. Пересчет измеренных или заданных по значению и углу дисбалансов в двух плоскостях, перпендикулярных оси ротора, в другие параллельные плоскости следует проводить по нижеприведенным формулам. Эти формулы охватывают все возможное разнообразие расположения двух плоскостей опор и двух плоскостей коррекций (рис. 6).

2. На чертеже представлены плоскости опор *A* и *B* и две плоскости коррекции или измерения *1* и *2* межопорного ротора и принята правая система координат *XYZ*, причем направление вдоль оси ротора от *A* к *B* считается положительным. Начало координат расположено в опоре *A* и *Z*(*A*) = 0, плоскость *1* расположена левее плоскости *2*, а плоскость *A* – левее плоскости *B*:

$$\begin{aligned} D_A &= (D_1^2(Z_1 - Z_B)^2 + \\ &+ D_2^2(Z_2 - Z_B)^2 + 2D_1D_2(Z_1 - Z_B)\times \\ &\times (Z_2 - Z_B)\cos(\alpha_1 - \alpha_2))^{1/2} / |Z_B - Z_A|; \\ D_B &= (D_1^2(Z_1 - Z_A)^2 + \\ &+ D_2^2(Z_2 - Z_A)^2 + 2D_1D_2(Z_1 - Z_A)\times \\ &\times (Z_2 - Z_A)\cos(\alpha_1 - \alpha_2))^{1/2} / |Z_A - Z_B|. \end{aligned} \quad (1)$$

Углы α_A и α_B дисбалансов $\overline{D}_A$ и $\overline{D}_B$ определяются по формулам

$$\begin{aligned} \mathrm{tg}\alpha_A &= \frac{D_1 \sin\alpha_1 (Z_1 - Z_B) + D_2 \sin\alpha_2 (Z_2 - Z_B)}{D_1 \cos\alpha_1 (Z_1 - Z_B) + D_2 \cos\alpha_2 (Z_2 - Z_B)}; \\ \mathrm{tg}\alpha_B &= \frac{D_1 \sin\alpha_1 (Z_1 - Z_A) + D_2 \sin\alpha_2 (Z_2 - Z_A)}{D_1 \cos\alpha_1 (Z_1 - Z_A) + D_2 \cos\alpha_2 (Z_2 - Z_A)}. \end{aligned} \quad (2)$$

Аналогичным образом находят

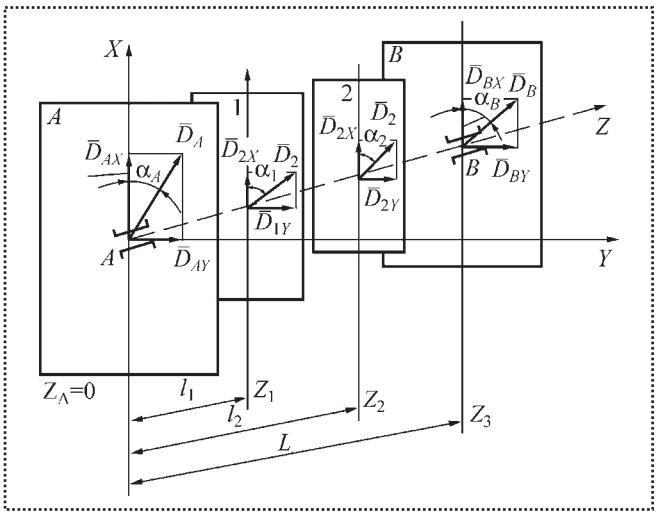

Рис. 6

$$D_1 = (D_A^2(Z_A - Z_2)^2 + D_B^2(Z_B - Z_2)^2 + \\ + 2D_A D_B (Z_A - Z_2)(Z_B - Z_2) \times \\ \times \cos(\alpha_A - \alpha_B))^{1/2} / |Z_2 - Z_1|; \\ D_2 = (D_A^2(Z_A - Z_1)^2 + D_B^2(Z_B - Z_1)^2 + \\ + 2D_A D_B (Z_B - Z_1)(Z_A - Z_1) \times \\ \times \cos(\alpha_A - \alpha_B))^{1/2} / |Z_1 - Z_2|. \quad (3)$$

Углы α_1 и α_2 дисбалансов $\overline{D}_1$ и $\overline{D}_2$ определяются по формулам

$$\mathrm{tg}\alpha_1 = \frac{D_A \sin\alpha_A (Z_A - Z_2) + D_B \sin\alpha_B (Z_B - Z_2)}{D_A \cos\alpha_A (Z_A - Z_1) + D_B \cos\alpha_B (Z_B - Z_2)}; \\ \mathrm{tg}\alpha_2 = \frac{D_A \sin\alpha_A (Z_A - Z_1) + D_B \sin\alpha_B (Z_B - Z_1)}{D_A \cos\alpha_A (Z_A - Z_1) + D_B \cos\alpha_B (Z_B - Z_1)}. \quad (4)$$

ПРИЛОЖЕНИЕ 3
Рекомендуемое

Контроль балансировки работающих опытных изделий

1. Контроль балансировки работающих опытных изделий должен проводиться при исследовательских, предварительных, в начале и конце ресурсных приемочных испытаний опытных образцов и опытных серий. Необходимость проведения такого контроля устанавливается в стандартах и технических условиях на конкретные изделия.

Количество подлежащих контролю изделий определяется в соответствии с рекомендуемым Приложением 4.

2. Контроль балансировки работающих изделий производится для выявления роли дисбалансов в генерируемой изделием вибрации.

На стадии доработки изделия настоящий контроль позволяет установить, правильно ли назначены значения допустимых дисбалансов в плоскостях коррекции или необходимы изменения в конструкции для обеспечения приемлемых характеристик вибрации изделия, которые установлены в технической документации.

3. Для контроля по п. 1 балансировки работающих изделий изделие должно быть полностью собрано и установлено, как это предусматривается правилами его технической эксплуатации.

3.1. При наличии привода ротора он не должен оказывать значительного влияния на вибрацию и создавать дополнительный дисбаланс в системе. Контроль привода выполняют по п. 5.8 настоящего стандарта.

4. Измерительная аппаратура должна соответствовать ГОСТ 17168–82 и ГОСТ 25275–82.

4.1. Вибропреобразователи следует устанавливать, как правило, в вертикальном и горизонтальном направлениях в плоскостях, перпендикулярных оси ротора и проходящих через середины подшипников в плоскостях опор, чтобы измерять вертикальную и горизонтальную компоненты виброскорости поперечной вибрации.

Примечания: 1. При вертикальной или наклонной оси ротора измерительные вибропреобразователи устанавливают в тех же плоскостях под углом 90° друг относительно друга.

2. В тех же случаях, когда установить измерительные вибропреобразователи на опоры нельзя, допускается установка их на корпусе изделия с учетом взаимосвязи уровней вибрации в контролируемой точке и плоскостях опор.

4.2. Для измерения виброскорости опор ротора разрешается, если это допустимо по условиям безопасности, использовать приборы с ручными измерительными вибропреобразователями, виброметры, щупы и неконтактные измерительные вибропреобразователи. Они должны обеспечивать точность измерения виброскорости ±20 % и устанавливаться, как указано в п. 4.1.

4.3. Когда испытываемая машина снабжена собственным контрольным оборудованием, его разрешается использовать, если оно обеспечивает измерение виброскорости в соответствии с пп. 4.1–4.2.

5. Подготовку, проведение контроля и оформление результатов выполняют в соответствии с нормативно-технической документацией (НТД).

5.1. Контроль проводят в следующей последовательности. Подготовив изделие и аппаратуру к измерению вибрации, ротор разгоняют до максимальной эксплуатационной частоты $n_{э\,max}$, на которой ротор должен вращаться не менее 2 мин, после чего его разгоняют до завышенной $n_{зав}$ частоты вращения (для выравнивания внутренних напряжений сборки, выбора зазоров, деформации обмоток и т.д.), если таковая предусмотрена программой испытания, устанавливающей также и продолжительность вращения на $n_{зав}$. Затем частоту вращения ротора снижают до $n_{э\,max}$, на которой он должен

вращаться не менее 2 мин, после чего измеряют по п. 6 среднеквадратические значения виброскоростей опор ротора, вращающегося на максимальной эксплуатационной частоте вращения $n_{э\,max}$. Когда измерения закончены, вращение ротора прекращают. Значения ускорения при разгоне и выбеге ротора устанавливают в программе испытаний.

5.2. В тех случаях, когда изделие имеет одну или несколько эксплуатационных частот вращения (например, асинхронный электродвигатель), ограничение условий испытаний в отношении диапазона частот вращения должно быть установлено в программе испытаний.

5.3. Испытание должно проводиться на ненагруженной машине.

Примечание. В технически обоснованных случаях разрешается проводить испытание под нагрузкой. Диапазон нагрузок должен быть установлен в программе испытаний.

6. Измерение среднеквадратических значений виброскоростей производят по п. 4.1 в двух ортогональных направлениях X и Y, поэтому действительная среднеквадратическая виброскорость вычисляется по формуле

$$v_{A,\,B\,срквд} = \sqrt{v^2_{A,\,B\,срквд\,X} + v^2_{A,\,B\,срквд\,Y}}\,;$$

где

$$v_{A,\,B\,срквд\,X} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T v_{A,\,B,\,X}(t)dt}\,;$$

$$v_{A,\,B\,срквд\,Y} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T v_{A,\,B,\,Y}(t)dt}\,,$$

T – продолжительность измерения.

6.1. Во время измерения при вращении ротора на $n_{э\,max}$ определяют среднеквадратические значения виброскоростей $v_{A,\,B\,срквд.\,осн}$ и $v_{A,\,B\,срквд}$ в опорах A и B.

Здесь $v_{A,\,B\,срквд.\,осн}$ – среднеквадратическое значение виброскорости, которое измеряют с помощью трехоктавных фильтров, настроенных на основную частоту, равную $n_{э\,max}$;

$v_{\Sigma,\,A,\,B\,срквд} = \sqrt{\sum v^2_{i\,срквд}}$ – среднеквадратическое значение виброскорости, которое измеряют с помощью октавных фильтров в диапазоне частот от 10 до 2000 Гц при вращении ротора на $n_{э\,max}$, где $v_{i\,срквд}$ – среднеквадратическое значение виброскорости в i-й октаве.

Примечания. 1. Октавные и трехоктавные фильтры – по ГОСТ 17168–82.

2. $v_{A,\,B\,срквд.\,осн}$ – вызывается остаточными дисбалансами в плоскостях опор $D_{A\,ост}$ и $D_{B\,ост}$ и рядом других причин.

3. Диапазон частот 10...2000 Гц принят в предположении, что энергия вибрации с более высокой или низкой частотой мала. В ином случае диапазон частот должен быть расширен.

4. В технически обоснованных случаях разрешается применять фильтры с более узкой полосой.

6.2. Разрешается применять иную измерительную аппаратуру, например, указанную в п. 4 настоящего раздела, если она обеспечивает точность измерений ±10 % среднеквадратических значений виброскорости.

7. Для электрических машин измерения виброскорости, предусмотренные пп. 3–6, проводятся по ГОСТ 20815–93.

8. Если измеренное по п. 6 среднеквадратическое значение виброскорости превышает допустимое значение, установленное в нормативно-технической документации для данного изделия, а измеренное по п. 6.1

$$v_{A,\,B\,срквд.\,осн} < \left(\frac{1}{3}\ldots\frac{1}{4}\right)(v_{\Sigma,\,A,\,B\,срквд})_{доп}\,,$$

то основная энергия вибрации зависит не от дисбалансов, а от других причин.

9. Если $v_{A,\,B\,срквд.\,осн}$ велики, а определенные по п. 5.7 настоящего стандарта остаточные дисбалансы $D_{A,\,B\,ост}$ в плоскостях A и B, вызывающие в опорах виброскорости

$$\frac{2D_{A,\,B\,ост}}{m_{р\,от} + m_{ст.\,ост}}\omega_{э\,max} < \left(\frac{1}{3}\ldots\frac{1}{4}\right)v_{A,\,B,\,срквд.\,осн}\,,$$

измеренных по п. 6 настоящего приложения, то вибрация на основной частоте не определяется неуравновешенностью и ужесточение требований к балансировке обычно нерационально.

В этом случае следует изменить технологический процесс или конструкцию опытного изделия, или применять балансировку на месте.

10. Число опытных изделий, подлежащих контролю балансировки, устанавливается технической документацией. Определение этого числа и обработку результатов контроля балансировки работающих опытных изделий рекомендуется проводить методами, изложенными в пп. 5...7 рекомендуемого Приложения 4.

(Продолжение следует.)

УДК 621.83(038)-00-20-82

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

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

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

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

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

Ч26	*r*	число *n* зубьев плоского колеса
	e	teeth number of crown gear
	d	Planradzähnezahl *f*
	f	nombre *m* de dents d'engrenage plat
Ч27	*r*	число *n* зубьев эквивалентное
	e	equivalent number of teeth, virtual number of teeth
	d	Ersatzzähnezahl *f*, ideelle Zähnezahl *f* (bei Schrägstirnrädern *pl*), Ergänzungszähnezahl *f* (bei Kegelradern *pl*)
	f	nombre *m* équivalent de dents, nombre *m* virtuel de dents
Ч28	*r*	число *n* оборотов
	e	number of revolution
	d	Doppelhubzahl *f*
	f	nombre *m* de révolutions
Ч29	*r*	число *n* передаточное
	e	gear ratio
	d	Übersetzung *f*, Übersetzungsverhältnis *n*, Zähnezahlverhältnis *n*
	f	rapport *m* d'engrenage

Ш

Ш1	*r*	шаг *m*
	e	pitch
	d	Zahnteilung *f*
	f	pas *m*
Ш2	*r*	шаг *m* витка червяка
	e	worm thread pitch
	d	Schneckengang *m*
	f	pas *m* d'helice de vis
Ш3	*r*	шаг *m* (зубьев)
	e	pitch
	d	Zahnteilung *f*, Zahnradteilung *f*, Teilung *f*
	f	pas *m* de denture
Ш4	*r*	шаг *m* инструмента номинальный
	e	nominal pitch of the cutter
	d	Werkzeugteilung *f*, Hobelkammteilung *f*
	f	pas *m* nominal d'outil
Ш5	*r*	шаг *m* нормальный
	e	normal pitch
	d	Normalteilung *f*
	f	pas *m* réel

* Начало см. журнал "Сборка в машиностроении, приборостроении", № 3, 4, 7–9, 2007 г.; № 1, 2, 2008.

Ш6	*r*	шаг *m* нормальный окружной
	e	normal circular pitch
	d	Teilung *f* im Normalschnitt *m*
	f	pas *m* normal circulaire
Ш7	*r*	шаг *m* нормальный основной
	e	normal base pitch
	d	Grundkreisteilung *f*, Grundteilung *f*
	f	pas *m* de base réel
Ш8	*r*	шаг *m* нормальный основной (шаг зацепления)
	e	normal base pitch (on base cylinder)
	d	Teilung *f* im Normalschnitt *m* des Grundzylinders *m*
	f	pas *m* primitif réel
Ш9	*r*	шаг *m* окружной
	e	circular pitch
	d	Umfangsteilung *f*, Teilkreisteilung *f*
	f	pas *m* circulaire
Ш10	*r*	шаг *m* окружной нормальный
	e	circular normal pitch
	d	Normalkreisteilung *f*
	f	pas *m* circulaire réel
Ш11	*r*	шаг *m* окружной основной
	e	circular base pitch
	d	Grundkreisteilung *f* (im Stirnschnitt *m*)
	f	pas *m* de base circulaire
Ш12	*r*	шаг *m* осевой
	e	axial pitch
	d	Teilung *f* im Axialschnitt *m*, Achsteilung *f*, Axialteilung *f*
	f	pas *m* axial
Ш13	*r*	шаг *m* осевой основной
	e	axial base pitch
	d	Eingriffsteilung *f* im Axialschnitt *m*
	f	pas *m* de base axial
Ш14	*r*	шаг *m* основной
	e	bae pitch (normal, on line of action)
	d	Grundteilung *f*, Teilung *f* im Grundkreis *m*, Grundkreisteilung *f*, Eingriffsteilung *f*
	f	pas *m* de base
Ш15	*r*	шаг *m* торцовый
	e	transverse pitch
	d	Stirnteilung *f*
	f	pas *m* apparent
Ш16	*r*	шаг *m* торцовый (окружной)
	e	transverse (circular) pitch
	d	Teilung *f* im Stirnschnitt *m* des Teilzylinders *m*, Stirnteilung *f*
	f	pas *m* primitif (circulaire) apparent
Ш17	*r*	шаг *m* угловой
	e	angular pitch
	d	Teilungswinkel *m*
	f	pas *m* angulaire
Ш18	*r*	шевер *m*
	e	gear-shaving cutter
	d	Schabrad *n*
	f	outil *m* pour rasage, couteaum de shaving
Ш19	*r*	абразивный шевер *m* (зубчатый хон)
	e	gear hone
	d	Honrad *n*
	f	honn *m* pour engrenages
Ш20	*r*	шевингование *n*
	e	shaving, gear shaving
	d	Schaben *n*, Zahnradschaben *n*, Wälzschaben *n*
	f	rasage *m*
Ш21	*r*	шевингование *n* бочкообразное
	e	crowning shaving
	d	Balligschaben *n*
	f	rasage *m* de bombement
Ш 22	*r*	шестерня *f*
	e	pinion
	d	Ritzel *n*, Kleinrad *n*, Zahnritzel *n*
	f	pignon *m*
Ш23	*r*	шестерня *f* гипоидная
	e	hypoid pinion
	d	Hypoid-Pitzel
	f	pignon *m* hypoïd
Ш24	*r*	шестерня *f* дифференциала
	e	differential pinion
	d	Ausgleichritzel *n*
	f	pignon *m* différentiel
Ш25	*r*	шестерня *f* на выходном валу ведущая
	e	final drive pinion
	d	Endantriebsritzel *n*
	f	pignon *m* menant (d'attaque)
Ш26	*r*	шестерня *f* промежуточная
	e	intermediate drive pinion
	d	Zwischenantriebsritzel *n*
	f	pignon *m* intermédiaire
Ш27	*r*	шестерня *f* реечная
	e	rack pinion
	d	Zahnstangenritzel *n*
	f	pignon *m* de la crémaillére
Ш28	*r*	ширина *f* впадины ЗК
	e	slot width, spacewidth
	d	Lückenweite *f*, Zahnlückenbreite *f*
	f	intervall *m*

Ш29	*r*	ширина *f* впадины (конического ЗК) внешняя
	e	outer spacewidth (of a bevel gear)
	d	äußere Lückengrundbreite *f*
	f	intervalle *m* (de dent conique) externe
Ш30	*r*	ширина *f* впадины (конического ЗК) внутренняя
	e	inner spacewidth (of a bevel gear)
	d	innere Lückenbreite *f*
	f	intervalle *m* (de dent conique) interne
Ш31	*r*	ширина *f* впадины нормальная
	e	normal spacewidth
	d	Lückenweite *f* im Normalschnitt *m*
	f	intervalle *m* réel
Ш32	*r*	ширина *f* впадины окружная
	e	transverse spacewidth
	d	Lückenweite *f* im Stirnschnitt *m*
	f	intervalle *m* apparent
Ш33	*r*	ширина *f* зубчатого венца общая
	e	total face width, facewidth
	d	Gesamtzahnbreite *f*, Zahnbreite *f*, Radbreite *f*
	f	Largeur totale de denture
Ш34	*r*	ширина *f* зубчатого венца рабочая
	e	effective face width
	d	aktive Zahnbreite *f*
	f	largeur *f* effective de denture
Ш35	*r*	шлифование *n*
	e	grinding
	d	Schleifen *n*
	f	rectification *f*
Ш36	*r*	шлифование *n* методом обката
	e	generating grinding, grinding on generating process
	d	Wälzschleifen *n*, Teilwälzschleifen *n*
	f	rectification *f* par génération
Ш37	*r*	шлифование *n* по методу обката с периодическим (единичным) делением
	e	grinding on a generating method with periodic division
	d	Teilwälzschleifen *n*
	f	rectification *f* par génération à la division périodique
Ш38	*r*	шлифование *n* профильное
	e	profile grinding
	d	Formschleifen *n*
	f	rectification *f* par profilage
Ш39	*r*	штангензубомер *m*
	e	gear-tooth gauge
	d	Modulschieber *m*, Zahnmeßschiebelehre *f*
	f	calibre *m* à coulisse, pied *m* à module

Э

Э1	*r*	эвольвента *f*
	e	involute
	d	Evolvente *f*
	f	développante *f*
Э2	*r*	эвольвента *f* окружности
	e	involute to a circle
	d	Kreisevolvente *f*
	f	développante *f* de cercle
Э3	*r*	эвольвента *f* сферическая
	e	spherical involute
	d	Kugelevolvente *f*
	f	développante *f* sphérique
Э4	*r*	эвольвентомер *m*
	e	involute (-profil) checker
	d	Flankenprüfgerät *n*, Evolventenprüfer *m*
	f	jauge *f* à développante
Э5	*r*	эксцентриситет *m* (смещение) линии зуба
	e	offset (of tooth trace)
	d	Versetzung *f*
	f	excentrement *m* de ligne de flanc
Э6	*r*	элемент *m* обкатный, люлька *f* (зубострогального станка)
	e	cradle (of gear planning machine)
	d	Wälzkörper *m*
	f	élément *m* générateur
Э7	*r*	эпициклоида *f*
	e	epicycloid
	d	Epizykloide *f*
	f	épicycloïde *f*

(Продолжение следует.)

Ордена Трудового Красного Знамени ОАО "Издательство **"Машиностроение"**, 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Учредитель ООО "Издательство Машиностроение".
Адрес электронной почты издательства: **E-mail: mashpubl@mashin.ru**; редакции журнала: **sborka@mashin.ru; www.mashin.ru**
Телефон редакции журнала: (495) 268-38-42; тел./факс (495) 268-85-26; факс 269-48-97.
Дизайнер *Погорелова Т.Н.* Технический редактор *Тупталов С.Ю.* Корректоры *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 11.02.08 г. Подписано в печать 26.03.08 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,01. Заказ 291. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ОАО "Издательство "Машиностроение".
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, д. 15.