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

5 2008 (94)

СОДЕРЖАНИЕ

Технологичность конструкции

Шишкарев М.П. Условие и возможность реализации высокой точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт . . . 3

Современные технологии сборки

Абрамов К.Н. Вопросы обеспечения точности изделий вспомогательного производства на основе анализа сборочных размерных цепей . . . 7

Журавлев А.Н., Толоконников С.В. Моделирование работы бурового алмазного долота, собранного по методу структурно упорядоченной сборки . . . 10

Аввакумов В.Д. Методы расчета массово-геометрических характеристик 3D-мерных объектов и сборок с учетом разброса размеров в поле допуска . . . 12

Сборочное оборудование и его элементы

Тарабарин В.Б. Промышленные роботы и манипуляторы . . . 17

Шуваев В.Г. Повышение эффективности введения ультразвуковых колебаний при сборке деталей с натягом . . . 24

Технологическая оснастка

Микитянский В.В., Микитянская Л.М. К вопросу об общей теории точности станочных приспособлений . . . 26

Дерли А.Н., Евсеев Д.Д., Тарапанов А.С., Харламов Г.А. Особенности конструкции фрезы для обработки поверхностей с переменными профилем и твердостью . . . 30

Сборочно-сварочные работы. Пайка

Сараев Ю.Н., Безбородов В.П., Селиванов Ю.В., Никонова И.В. Влияние режимов наплавки покрытий на коррозионную стойкость в кислых средах сварных соединений аустенитных сталей . . . 32

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Марголит Р.Б., Терехова О.А. Снижение вынужденных колебаний в приводах станков . . . 36

Караченков Д.Л., Марьин Б.Н., Феоктистов С.И., Фролов Д.Н., Ханов В.А. Особенности технологического контроля производства сборочных деталей из эластомеров . . . 40

В порядке обсуждения

Григорьев В.С. Выявление взаимосвязей между элементами в соединениях систем при их образовании и изнашивании . . . 46

Ремонт

Техническое обслуживание оборудования. *Продолжение* . . . 52

Соединения деталей и машин

Крайнев А.Ф. Подвижные соединения и уплотнения (функциональная целесообразность и технологичность) . . . 2-я, 3-я стр. обложки

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
САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
В.Ф. КУЗЬМИН
Е.В. ШАЛОБАЕВ
ТОЛЬЯТТИ
А.И. РЫЖКОВ
Б.Ф. ХАЗОВ
ХАБАРОВСК
В.А. ЛАШКО

Украина
КИЕВ
А.С. ЗЕНКИН
В.А. МАТВИЕНКО
ДОНЕЦК
А.И. МИХАЙЛОВ
СЕВАСТОПОЛЬ
Е.Л. ПЕРВУХИНА
ХАРЬКОВ
Б.М. АРПЕНТЬЕВ

Беларусь
МИНСК
В.Л. 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

5 2008 (94)

CONTENTS

Manufacturability of a Construction

Shiskarev M.P. Condition and opportunity of realization of high accuracy of operation adaptive frictional cone . . . 3

Modern Technologies in Assembly

Abramov K.N. Assurance of product auxiliary process accuracy way analysis of assembly dimensional circuits . . . 7

Zhuravlev A.N., Tolokonnikov S.V. Simulation of a diamond rock bit operation that assembled per structurally ordered assembly method . . . 10

Avvakumov V.D. Methods of calculation mass-geometry features of 3D-measured objects and assemblies taking into consideration the size range in the field of the tolerance . . . 12

Production Tools and Machinery for Assembly

Tarabarin V.B. Industrial robots and manipulators . . . 17

Shuvaev V.G. Increasing of effectiveness of ultrasonic vibrations introduction in assembly with oversize . . . 24

Production Tools

Mikitiansky V.V., Mikitianskaya L.M. To the prompt about general theory of machine retaining device accuracy . . . 26

Derly A.N., Evseev D.D., Tarapanov A.S., Charlamov G.A. The peculiarities of milling cutter construction for working up of surfaces with variable profile and hardness . . . 30

Assembly Welding Works. Solder

Saraev Y.N., Bezborodov V.P., Selivanov Y.V., Nikonova I.V. Influence of a welding deposition mode on corrosion resistance of welds of austenitic steels in the acid medium . . . 32

Quality Assurance. Testing. Monitoring

Margolit R.B., Terechova O.A. Reduction of forced vibrations in the metal-cutting machine drives . . . 36

Karachenkov D.L., Maryin B.N., Feoktistov S.I., Frolov D.N., Khanov V.A. Peculiarities of technological control of rubber assembly parts manufacture . . . 40

Discussing

Grirorjev V.S. Revelation of correlations between elements in combining of systems while their formation and attrition . . . 46

Repair

Servicing of equipment. *A prolongation* . . . 52

Connections of Details of Machines

Krainev A.F. mobile connections and condensations (functional expediency and adaptability to manufacture) . . . 2-nd, 3-d pp. of cover

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.

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

TOLIATI
KHAZOV B.F.
RYZHKOV A.I.

KHABAROVSK
LASHKO V.A.

Ukraine

KIEV
ZENKIN A.S.
MATVIENKO V.A.

DONETSK
MIKHAILOV A.I.

SEVASTOPOL
PERVUKHINA E.L.

KHARKOV
ARPENTIEV B.M.

Belarus

MINSK
BASINJUK V.L.

GOMEL
STARZHINSKI V.E.

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

УДК 621.825.54

М.П. Шишкарев, *канд. техн. наук (Ростовская-на-Дону государственная академия сельскохозяйственного машиностроения)*

Условие и возможность реализации высокой точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт

На основе моделирования и анализа распределения силовых факторов, действующих в адаптивных фрикционных муфтах при срабатывании с постоянным коэффициентом усиления обратной связи, показано, что прирост внешнего вращающего момента ограничен, что является основной причиной ограниченной точности срабатывания. В соответствии с этим поставлены два условия высокой точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт, для реализации которых коэффициент усиления должен быть переменным и функционально зависимым от коэффициента трения или принимать максимальное значение.

Предельный вращающий момент, передаваемый адаптивными фрикционными муфтами (АФМ), увеличивается с ростом коэффициента трения. Это приводит к образованию поля рассеяния предельного вращающего момента, ширина которого характеризуется определенной точностью срабатывания муфт.

Вырождение поля рассеяния предельного вращающего момента АФМ в линию означает срабатывание муфты при вращающем моменте, величина которого не зависит от коэффициента трения, что характерно для "идеальной" АФМ. В [2] приведено одно из условий постоянства предельного вращающего момента, которое заключается в автоматическом изменении величины коэффициента усиления (КУ) обратной связи в зависимости от коэффициента трения.

Постановка задачи исследования. Установление причины ограниченной точности срабатывания АФМ, выработка условия ее повышения и возможности выполнения условия.

Решение поставленной задачи. Для реальной АФМ 1-го поколения с дифференцированными парами трения типа "ведущие пары – ведомые пары" [3] номинальный (настроечный) вращающий момент определяется по формуле:

$$T_{н} = zR_{ср} f_{min} (F_{п} - F_{рн}), \qquad (1)$$

где z – число пар трения фрикционной группы АФМ;

$R_{ср}$ – средний радиус контакта поверхностей трения;

f_{min} – минимальная величина коэффициента трения;

$F_{п}$ – сила натяжения пружины или группы пружин, замыкающей фрикционную группу АФМ;

$F_{р}$ – распорная (отжимная) сила управляющего устройства (УУ), величина которой соответствует номинальному вращающему моменту $T_{н}$:

$$F_{р} = (z - z_{1}) F_{п} C \frac{f_{min}}{1 + (z - z_{1}) C f_{min}},$$

C – коэффициент усиления (КУ) обратной связи муфты (C = const):

$$C = \frac{R_{ср}}{r} \mathrm{tg}\alpha,$$

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

α – угол давления чувствительных элементов УУ;

z_{1} – число ведущих пар трения фрикционной группы.

При записи (1) принят во внимание принцип настройки АФМ по минимальной величине коэффициента трения [4].

Положим, что во время работы машины номинальный вращающий момент ее достигает значения $T_{н}$, которое далее будем считать начальным значением. Также положим, что в процессе работы коэффициент трения увеличивается до значения f_{i}.

При увеличении внешней (по отношению к муфте) нагрузки на величину ΔT изменение вращающего момента, который может передать муфта, запишется в виде

$$T_{i} = zR_{ср} f_{i} [F_{п} - (F_{рн} + \Delta F_{рi})], \qquad (2)$$

где $\Delta F_{рi}$ – прирост распорной силы УУ, вызванный увеличением внешней нагрузки.

При указанной конструктивно-компоновочной схеме АФМ прирост распорной силы определяется по формуле

$$\Delta F_{\text{р}i} = \frac{(z - z_1)\Delta T}{zr}\text{tg}\alpha. \quad (3)$$

Увеличение внешней нагрузки приводит к уменьшению силы нажатия пар трения, поэтому прирост величины вращающего момента ΔT, вызывающий срабатывание муфты, ограничен.

Изменение величины вращающего момента АФМ, связанное с увеличением коэффициента трения и внешней нагрузки, равно с учетом (1)–(3):

$$\Delta T_{\text{м}} = T_i - T_{\text{н}} = \\ = zR_{\text{ср}}\left[(F_{\text{п}} - F_{\text{рн}})(f_i - f_{\min}) - \frac{(z - z_1)\Delta T}{zr}\text{tg}\alpha\right]. \quad (4)$$

Первое условие высокой точности срабатывания АФМ имеет вид $\Delta T_{\text{м}} = 0$, поэтому, с учетом (4), величина ΔT, удовлетворяющая поставленному условию:

$$\Delta T = \frac{zr(F_{\text{п}} - F_{\text{рн}})(f_i - f_{\min})}{(z - z_1)f_i\,\text{tg}\alpha}. \quad (5)$$

Учитывая приведенное выше выражение для силы $F_{\text{рн}}$, подставим его в (5), в результате чего получим

$$\Delta T = \frac{zrF_{\text{п}}(f_i - f_{\min})}{(z - z_1)f_i\,\text{tg}\alpha[1 + (z - z_1)Cf_{\min}]}. \quad (6)$$

Второе условие высокой точности срабатывания АФМ заключается в том, чтобы требуемый прирост внешней нагрузки ΔT не превышая прироста вращающего момента АФМ при увеличении коэффициента трения. Прирост вращающего момента муфты:

$$\Delta T_{\text{м}i} = zF_{\text{п}}R_{\text{ср}}\frac{f_i - f_{\min}}{[1 + (z - z_1)Cf_{\min}][1 + (z - z_1)Cf_i]}. \quad (7)$$

Рассматривая предельный случай условия $\Delta T \le \Delta T_{\text{м}i}$ в форме равенства и учитывая при этом (6) и (7), найдем

$$\Delta T = \Delta T_{\text{м}i};\ \frac{1}{(z - z_1)Cf_i} = \frac{1}{1 + (z - z_1)Cf_i}. \quad (8)$$

Очевидно, что равенство (8) невыполнимо, поэтому справедливо неравенство $\Delta T > \Delta T_{\text{м}i}$. Это означает, что в момент времени срабатывания АФМ увеличение внешней нагрузки соответствует приросту распорной силы, недостаточному для компенсации увеличения момента сил трения муфты.

Из (8) следует, что с увеличением КУ C левая часть равенства приближается по величине к правой части и при достаточно больших значениях C, $z - z_1$ и f_i разность между упомянутыми частями не превышает 1...3 %. Данный вывод хорошо согласуется с установленным ранее влиянием величины КУ на стабильность приведенного коэффициента трения и, следовательно, вращающего момента муфты [1].

Проблемы повышения точности срабатывания АФМ

Высокая точность срабатывания не может быть реализована в АФМ с постоянной величиной КУ. Рассмотрим теперь вариант муфты с переменной величиной КУ при условии изменения коэффициента трения и возникновения перегрузки. В этом случае прирост вращающего момента АФМ составит

$$\Delta T_{\text{м}i} = \\ = zF_{\text{п}}R_{\text{ср}}\frac{(f_i - f_{\min}) - (z - z_1)(C_i - C_{\min})f_i f_{\min}}{[1 + (z - z_1)C_{\min} f_{\min}][1 + (z - z_1)C_i f_i]}, \quad (9)$$

где $C_{\min}$ – величина КУ, соответствующая передаче муфтой номинального вращающего момента при значении коэффициента трения $f_{\min}$;

C_i – величина КУ, соответствующая передаче текущего вращающего момента при значении коэффициента трения f_i.

Составив аналогичное (8) равенство с учетом (6) и (9), запишем:

$$\Delta T = \Delta T_{\text{м}i};\ \frac{f_i - f_{\min}}{(z - z_1)C_i f_i} = \\ = \frac{(f_i - f_{\min}) - (z - z_1)(C_i - C_{\min})f_i f_{\min}}{1 + (z - z_1)C_i f_i}. \quad (10)$$

Высокая точность срабатывания АФМ достигается, если левая часть в (10) равна или меньше правой части. Рассмотрим оба эти случая.

1. При равенстве левой и правой частей соответствующее значение КУ C_i определится на основе

решения квадратного уравнения, корень которого равен:

$$C_i = ((z - z_1)C_{\min} f_i + \\ + \sqrt{(z - z_1)^2 C^2 \min f_i^2 - 4(f_i - f_{\min})/f_{\min}}) \times \\ \times 1/(2(z - z_1) f_i). \quad (11)$$

Второй корень уравнения опущен, поскольку в этом случае $C_i < C_{\min}$, что противоречит принятому представлению о величине C_i. Очевидно, что для выполнения неравенства $C_i > C_{\min}$ в (11) дискриминант квадратного уравнения должен быть положительным, а его величина – такой, чтобы выполнялось поставленное условие. Используя в данном условии (11), найдем:

$$-\frac{4(f_i - f_{\min})}{f_{\min}} > 0.$$

Полученное неравенство, безусловно, невыполнимо, так как по условию $f_i > f_{\min}$, поэтому первый случай не может быть реализован.

2. Если левая часть в (10) меньше правой части, то уравнение превращается в квадратное неравенство, в котором сомножитель при неизвестном второй степени отрицателен, и решение данного неравенства зависит от знака дискриминанта в (11).

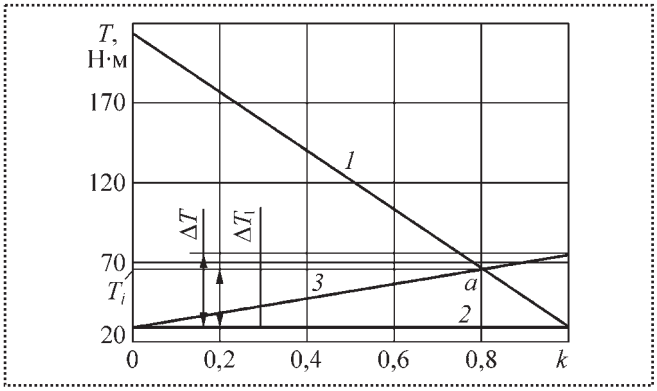
Если дискриминант D положителен или равен нулю, неравенство имеет множество решений, принадлежащих области значений:

$$C_i \in \left(\frac{(z - z_1)C_{\min} f_i + \sqrt{D}}{2(z - z_1) f_i}; \ \frac{(z - z_1)C_{\min} f_i - \sqrt{D}}{2(z - z_1) f_i} \right).$$

Анализ показывает, что даже максимальные значения C_i, принадлежащие найденной области, не превышают величину, равную $C_{\min}$, что противоречит условию нарастания величины КУ по мере увеличения коэффициента трения.

При условии $D < 0$ упомянутое квадратное неравенство решений не имеет.

Таким образом, для срабатывания АФМ при увеличении коэффициента трения необходимо приложить дополнительную внешнюю нагрузку, в том числе при переменной величине КУ. В последнем случае, как свидетельствует результат проведенного исследования [7], перегрузка является кратковременной и связана с необходимым в данном случае перемещением элементов УУ.



Зависимость вращающего момента *I* АФМ при срабатывании от прироста внешней нагрузки

Рассмотрим процесс изменения вращающего момента АФМ в результате наступления перегрузки при увеличении коэффициента трения. Положим, что увеличение внешней нагрузки происходит по линейному закону, описываемому зависимостью $T = T_н + \Delta T' t$ (t – время) [5]. Тогда прирост внешней нагрузки можно представить как $\Delta T = n\Delta T'$ (где n – порядковый отрезок времени, в течение которого прирост внешней нагрузки равен скорости ее изменения $\Delta T'$).

В начальный период времени ($t = 0$) вращающий момент, который способна передать муфта, равен

$$T_п = zR_{ср} f_i (F_п - F_{рн})$$

и следовательно, превышает номинальный вращающий момент $T_н$. После приложения дополнительной внешней нагрузки момент сил трения муфты изменяется в соответствии с выражением:

$$T_{пi} = zR_{ср} f_i \left[F_п - F_{рн} - \frac{z - z_1}{zr} k\Delta T \operatorname{tg}\alpha \right], \quad (12)$$

где k – коэффициент, принимающий последовательно значения $k = 0, \Delta k, 2\Delta k, ..., 1$.

Из формулы (12) следует, что с увеличением внешней нагрузки уменьшается вращающий момент $T_{пi}$. Это отражено прямой *1* на рисунке. Прямая *2* отражает номинальный вращающий момент, прямая *3* – изменение внешней нагрузки. Величина ΔT на рисунке соответствует величине прироста внешней нагрузки, вычисленной по (6); при этом значении выполняется равенство $T_{пi} = T_н$. Рисунок подтверждает ранее сделанный вывод: точка *a* пересечения прямых *1* и *3* расположена левее точки

пересечения прямых *1* и *2*. Точке *a* соответствует вращающий момент T_i, при котором срабатывает муфта. Вращающий момент T_i больше, чем момент $T_н$, а соответствующий моменту T_i прирост внешней нагрузки ΔT_1 меньше, чем прирост ΔT.

Графики (прямые *1–3*) построены по следующим исходным данным: $z = 5$, $z_1 = 1$, $F_п = 800$ Н, $R_{ср} = 0{,}1$ м, $r = 0{,}03$ м, $f_{min} = 0{,}1$, $f_i = 0{,}8$, $\mathrm{tg}\alpha = 0{,}375$. Прямая *1* построена по (12), прямая *2* – по (1), прямая *3* – по (6).

Результаты исследования имеют практическое значение, так как позволяют осуществить синтез АФМ с переменной величиной КУ обратной связи, точность срабатывания которых выше точности срабатывания АФМ существующих конструкций. Увеличение точности срабатывания АФМ приведет к повышению надежности защиты элементов приводов машин от возникающих перегрузок.

Выводы

1. Требуемая величина прироста внешней нагрузки, необходимая для срабатывания АФМ первого поколения при номинальном вращающем моменте в условиях увеличения коэффициента трения, всегда больше прироста внешней нагрузки, необходимой для срабатывания муфты при фактическом вращающем моменте, соответствующем текущему значению коэффициента трения.

2. Исследованием подтверждено, что упомянутые величины прироста внешней нагрузки приближаются друг к другу при увеличении КУ, что влияет на повышение точности срабатывания АФМ.

3. Теоретически достижение нулевого прироста вращающего момента АФМ с постоянным КУ при перегрузке возможно только при ненулевом приросте внешней нагрузки, что свидетельствует о принципиальной неосуществимости "идеальной" нагрузочной характеристики муфты с вращающим моментом, величина которого не зависит от коэффициента трения.

4. Вращающий момент АФМ с переменным КУ принимает значение больше номинального при перегрузке, соответствующей вращающему моменту, при котором происходит срабатывание муфты.

Список литературы

1. **Запорожченко Р.М.** О характеристиках предохранительных фрикционных муфт повышенной точности срабатывания // Изв. вузов. Машиностроение. 1971. № 1. С. 48–52.

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

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

4. **Шишкарев М.П.** Эффективность применения адаптивных фрикционных муфт // Изв. вузов. Машиностроение. 2001. № 1. С. 27–31.

5. **Комаров М.С.** Динамика механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969. 296 с.

ООО «Издательство «Машиностроение»
представляет ежемесячный научно-технический
и производственный журнал

"Трение и смазка в машинах и механизмах"

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

Подписные индексы по каталогам:

20139 – "Роспечать";
39039 – "Пресса России";
60253 – "Почта России".

К.Н. Абрамов, *канд. техн. наук*
(Оренбургский государственный университет)

Вопросы обеспечения точности изделий вспомогательного производства на основе анализа сборочных размерных цепей

Рассмотрен расчет размерных цепей на примере конструкции пресс-формы и выбран метод обеспечения точности сборки. Проанализированы различные варианты расчета с помощью поставляемого программного обеспечения.

В жизненном цикле изделий машиностроения особое место занимает подготовка производства. Это объясняют ее значительной трудоемкостью и сложностью. Сроки подготовки производства превышают сроки разработки конструкции изделия в 1,8–5 раз в зависимости от вида и сложности изделий. При освоении производства новых машин решают разнообразные задачи: от проектирования технологических процессов до разработки специальных средств технологического оснащения.

В процессе конструкторской подготовки производства разрабатывают специальное оборудование, установочные приспособления, специальный режущий инструмент, разделительные и формообразующие штампы, оснастку для переработки пластмасс и др. Объем таких видов работ составляет более половины всех работ по подготовке производства. Это связано с относительной сложностью конструкций средств технологического оснащения, их разнообразием и высокой точностью.

Даже для несложной детали, входящей в состав машины, необходимо спроектировать несколько единиц различной оснастки: от литейной или штамповой до установочных приспособлений и средств контроля. При этом точность средств технологического оснащения должна быть на порядок выше точности изготовляемой детали.

Возможность выполнения изделием своего служебного назначения определяется точностью размерных связей между его исполнительными поверхностями. Точность размерных связей формируют на всех этапах создания изделия – от проектирования до сборки. В частности, при проектировании требуемую точность обеспечивают обоснованным назначением допусков на изготовление деталей.

Это свидетельствует об актуальности задачи обеспечения точности изделий вспомогательного производства.

Необходимость размерных расчетов при проектировании средств технологического оснащения доказывается анализом ряда типовых конструкций.

Для получения требуемого качества отливки в пресс-форме необходимо, чтобы рабочая торцовая поверхность толкателя совпадала с формообразующей поверхностью матрицы. Размерная цепь для решения этой задачи приведена на рис. 1.

Необходимость использования размерных расчетов для обоснования норм точности появляется

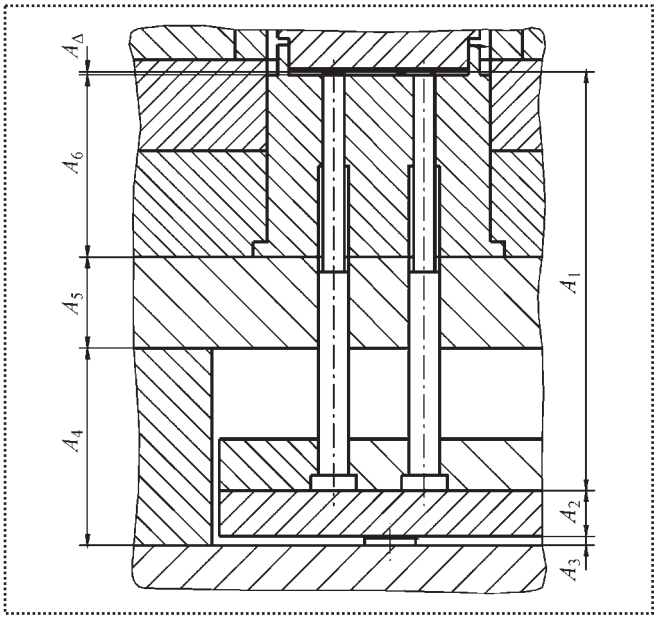


Рис. 1. Размерная цепь, демонстрирующая совпадение рабочей поверхности толкателя с формообразующей поверхностью матрицы:
A_1 – длина толкателя; A_2 – толщина плиты толкателей; A_3 – высота упора; A_4 – толщина бруса; A_5 – толщина опорной плиты; A_6 – размер формообразующей вставки; A_Δ – величина несовпадения поверхности толкателя и формообразующей поверхности (замыкающее звено)

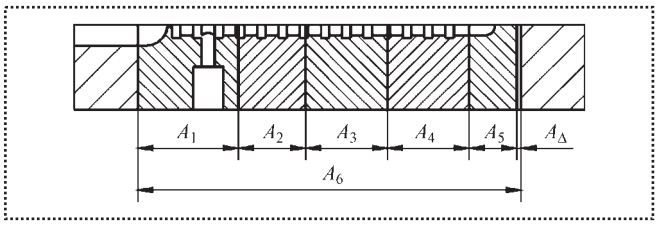


Рис. 2. Сборочная размерная цепь:
$A_1...A_5$ – размеры формообразующих вставок; A_6 – размер окна в плите; A_Δ – зазор между плитой и вставками (замыкающее звено)

также в тех случаях, когда формообразующие детали в целях упрощения выполняют в виде составных вставок, размещаемых в обойме. Точность изготовления таких вставок может быть определена из размерной цепи, приведенной на рис. 2.

Проверим возможность получения требуемой точности из решения размерной цепи. Пусть в конструкторской документации указаны следующие размеры составляющих звеньев, мм,

$$A_1 = 23{,}6_{-0{,}02};\ A_2 = 15{,}8_{-0{,}02};\ A_3 = 20_{-0{,}02};$$
$$A_4 = 20_{-0{,}02};\ A_5 = 10{,}6_{-0{,}02};\ A_6 = 90^{+0{,}054}.$$

Исходя из условий работы пресс-формы (отсутствие облоя по стыкам между вставками), максимальное значение зазора между вставками не должно превышать 0,02 мм. Требуемое значение замыкающего звена – $A_\Delta = 0^{+0{,}02}$. При заданных значениях $A_1... A_6$ максимальное значение замыкающего звена A_Δ составляет 0,154 мм. То есть допуски составляющих звеньев не обеспечивают требуемой точности замыкающего звена. Для обеспечения требуемой точности методом полной взаимозаменяемости необходимо иметь средний допуск составляющих звеньев, равный, мм,

$$T_{A_{i\text{ср}}} = \frac{T_{A_\Delta}}{m-1} = \frac{0{,}02}{6} \approx 0{,}0033,$$

где T_{A_Δ} – допуск замыкающего звена;

m – общее число звеньев размерной цепи.

При расчете возможности получения требуемой точности замыкающего звена методом неполной взаимозаменяемости имеем средний допуск составляющих звеньев, мм:

$$T_{A_{i\text{ср}}} = \frac{T_{A_\Delta}}{t\,\lambda_{i\text{ср}}\sqrt{m-1}} = \frac{0{,}02}{3\frac{1}{3}\sqrt{6}} \approx 0{,}0081,$$

где $\lambda_{i\text{ср}}$ – коэффициент, характеризующий выбираемый теоретический закон рассеяния составляющих звеньев для заданных условий изготовления изделий;

t – коэффициент риска для замыкающего звена.

Значения допусков при применении методов полной и неполной взаимозаменяемости соответствуют 2...4-му квалитетам. Изготовление составляющих звеньев с такой высокой точностью экономически неоправданно. Применение метода групповой взаимозаменяемости в условиях единичного производства невозможно, так как предполагает изготовление формообразующих деталей в больших количествах и последующий их подбор.

Метод регулирования как метод обеспечения требуемой точности замыкающего звена не предусмотрен конструкцией пресс-формы. Для данных условий единственным методом обеспечения точности изделия является метод пригонки.

При его использовании допуски составляющих звеньев должны соответствовать экономической точности, и в данном примере могут быть приняты по конструкторской документации. Избыток погрешности при этом должен быть компенсирован изменением размеров одного из звеньев (компенсирующего) за счет удаления необходимого слоя материала.

Для обеспечения экономичности процесса пригонки на компенсирующем звене размерной цепи должен быть предусмотрен минимальный припуск на пригонку, получаемый за счет смещения координаты середины поля допуска звена. Величина компенсации, мм,

$$T_\text{к} = \sum_{i=1}^{m-1} T_{A_i} - T_{A_\Delta} = 0{,}02 + 0{,}02 + 0{,}02 + 0{,}02 +$$
$$+ 0{,}02 + 0{,}054 - 0{,}02 = 0{,}134,$$

где T_{A_i} – допуски составляющих звеньев, обеспечивающие их экономичное получение;

T_{A_Δ} – допуск замыкающего звена, установленный исходя из служебного назначения изделия.

В качестве компенсирующего звена выбираем размер одной из вставок – A_5. Его изменение может быть произведено наиболее просто и не приведет к ухудшению качества изделия. Смещение ко-

ординаты середины поля допуска компенсирующего звена A_5, мм,

$$\Delta_к = \frac{T_к}{2} + \sum_{i=1}^{m-1} EC'_{A_i} \xi_i - EC_{A_\Delta} =$$
$$= \frac{0,134}{2} + [(-0,01)\cdot(-1)\cdot 5 + 0,027\cdot 1] - 0,01 = 0,134,$$

где EC'_{A_i}, EC_{A_Δ} – координаты середин полей допусков составляющих и замыкающего звеньев соответственно;

ξ_i – коэффициенты передачи составляющих звеньев.

С учетом смещения следует установить предельные отклонения компенсирующего звена $-10,6^{0,134}_{0,114}$ или после корректировки номинального значения – $10,74_{-0,02}$. Такое обоснованное расчетами размерной цепи изменение номинального значения и допуска позволяет исключить брак при изготовлении пресс-формы, а также уменьшить трудоемкость пригонки.

Приведенные примеры доказывают необходимость обоснования допусков в процессе проектирования изделия на основе выявления и расчета размерных цепей. Однако высокая трудоемкость таких расчетов не способствует их широкому использованию при проектировании изделий вспомогательного производства. Выход из создавшегося положения возможен за счет применения информационных технологий.

Для сокращения времени, затрачиваемого на подготовку производства, и для повышения ее качества в мировой машиностроительной практике применяют автоматизированные системы технологической подготовки производства (АСТПП) или CAD/CAM-системы. При этом успешно решают большинство задач конструкторской и технологической подготовки производства.

Во многих современных системах предусмотрены специальные модули или блоки для проектирования сложной формообразующей оснастки (пресс-форм, кокилей, штампов). При этом широко использованы типовые решения и библиотеки стандартных и нормализованных элементов. К таким системам относятся CAD/CAM-системы: T–flex, Компас – 3d, Cimatron и др. Это позволяет повысить производительность и качество проектирования.

Однако, несмотря на явные преимущества использования автоматизированных систем, их применение в практике отечественного машиностроения ограничено. Это зависит, в первую очередь, от высокой стоимости аппаратного и особенно программного обеспечения, составляющего до 95 % от общей стоимости систем. Кроме того, многие автоматизированные системы не в полной мере удовлетворяют потребности в проектировании.

В частности, требования к точности изготовления изделий и составляющих их деталей устанавливают на основе интуиции и опыта проектировщика. Ошибочное назначение допусков приводит к увеличению объема дорогостоящих пригоночных работ в процессе сборки, а в некоторых случаях и к необходимости повторного изготовления некоторых деталей оснастки. При этом возрастают сроки изготовления и стоимость изделий вспомогательного производства.

В более дорогих системах, используемых для подготовки производства, производится анализ и управление точностью изделий при их проектировании. Например, CAD/CAM Pro/Engineer содержит специализированный модуль анализа и синтеза размерных цепей – CE/TOL SixSigma (CE/TOL) [1]. Но использование дорогостоящего программного обеспечения эффективно при проектировании и подготовке производства больших и сложных изделий (автомобиль, летательный аппарат и т.п.).

В подавляющем большинстве случаев рациональным является применение CAD/CAM-систем открытой конфигурации и меньшей стоимости. Для уменьшения затрат на программное обеспечение модули размерных расчетов могут быть разработаны самостоятельно.

Таким образом, для повышения эффективности конструкторской подготовки производства необходимо:

- обосновывать нормы точности изделий вспомогательного производства на основе расчетов конструкторских размерных цепей;
- применять интегрированные системы автоматизированного проектирования, имеющие в своем составе средства для выполнения размерных расчетов.

Список литературы

1. **Бирбраер Р.А., Гаршин О.Ю., Зеленко В.К., Васин М.И.** Анализ и оптимизация размерных цепей при комплексном автоматизированном проектировании в Pro/Engineer // САПР и графика. 1999. № 4. С. 8–13.

УДК 621.757

А.Н. Журавлев, *канд. техн. наук,*
С.В. Толоконников, *канд. техн. наук (ОАО "Волгабурмаш", г. Самара)*

Моделирование работы бурового алмазного долота, собранного по методу структурно упорядоченной сборки

Рассмотрено моделирование работы бурового алмазного долота, собранного по методу структурно упорядоченной сборки в программном пакете ADAMS. Представлено качественное сравнение результатов моделирования с результатами работы долота в условиях промысловых испытаний.

Алмазные долота применяют для бурения сплошным забоем нефтяных и газовых вертикальных и наклонно направленных скважин. Конструкция таких осесимметричных изделий (рис. 1) состоит из корпуса и ниппеля соответственно с внутренней и наружной метрическими резьбами. Конструкция ниппеля алмазного долота также содержит присоединительную замковую коническую резьбу для накручивания на буровую колонну.

Качество соединения определяют по параметру соосности оси корпуса и оси ниппеля на двух этапах сборки: *первый* – ориентирование двух деталей по метрической резьбе в упор торцовых поверхностей; *второй* – фиксация полученного взаимного положения сваркой. Несовпадение осей (несоосность) оценивают по значениям радиального отклонения оси корпуса относительно оси ниппеля, допуск которой по требованию сборочного чертежа не должен превышать 0,1 мм (0,06 град).

Такие требования к точности пространственных отклонений при изготовлении алмазных долот определяют требованиями эксплуатации, при которых несовпадение осей собранных деталей оказывает существенное влияние на работоспособность долота, т.е. на управляемость долота в скважине.

Для обеспечения необходимой точности взаимного расположения деталей алмазного долота на этапе изготовления предложено применять метод структурно упорядоченной сборки [1, 2], который характеризуют следующим выражением:

$$\Pi_{сб} = f(\Pi_{эк}, S, \varphi),$$

где $\Pi_{сб}$ – параметр сборки (соосность корпуса алмазного долота с ниппелем); $\Pi_{эк}$ – параметр эксплуатации (увод долота в скважине); S – структура (на этапе сборки резьбового соединения под сварку – момент на динамометрическом ключе, возникающий при затяжке корпуса с ниппелем, на этапе сварки – зона прихватки перед сваркой); φ – параметр упорядоченности (угловая координата места первой прихватки и начала сварки по периметру торцового соединения).

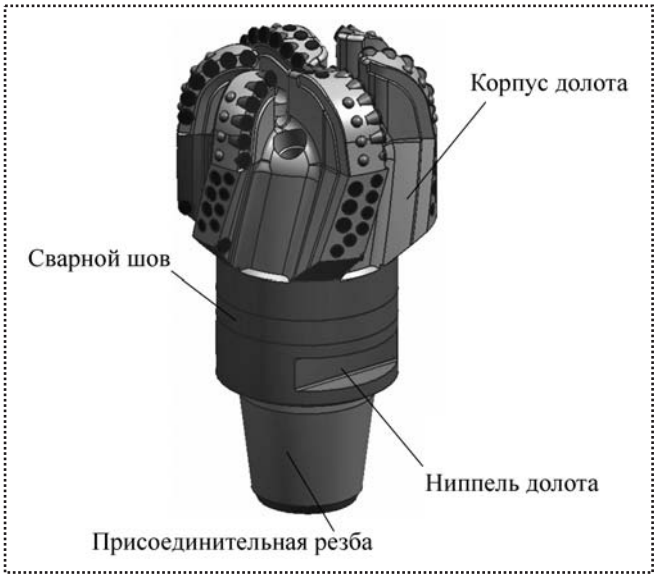


Рис. 1. Алмазное долото с сборе

Для проверки эффективности предлагаемого метода сборки, а также проверки влияния несовпадения осей (несоосности) деталей алмазного долота на его управляемость (увод от заданной на буровой траектории) во время эксплуатации используют вычислительный пакет программ ADAMS.

Пакет ADAMS/View предназначен для создания, тестирования и оптимизации работы моделей механизмов и конструкций, состоящих из абсолютно твердых тел и их соединений. Рассмотрим сборку модели долота ∅215,9 мм с забоем (рис. 2).

Для этого импортируем в ADAMS математические модели долота в сборе и забоя из системы Unigraphics NX4 в формате Parasolid. После того как

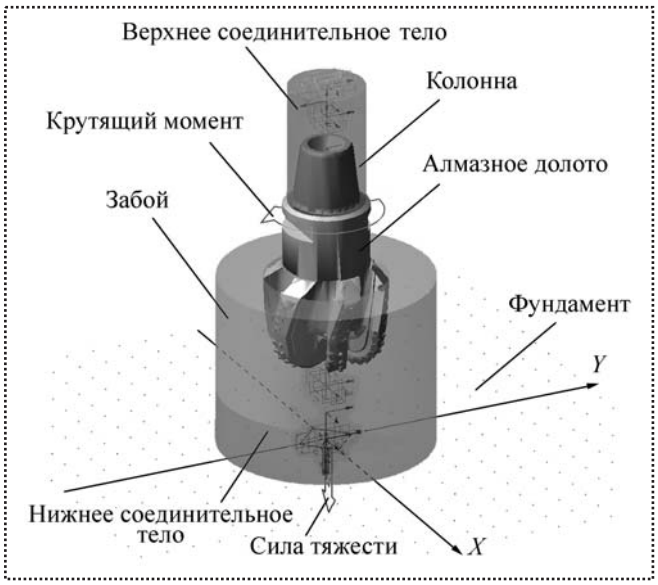


Рис. 2. Модель долота в контакте с забоем

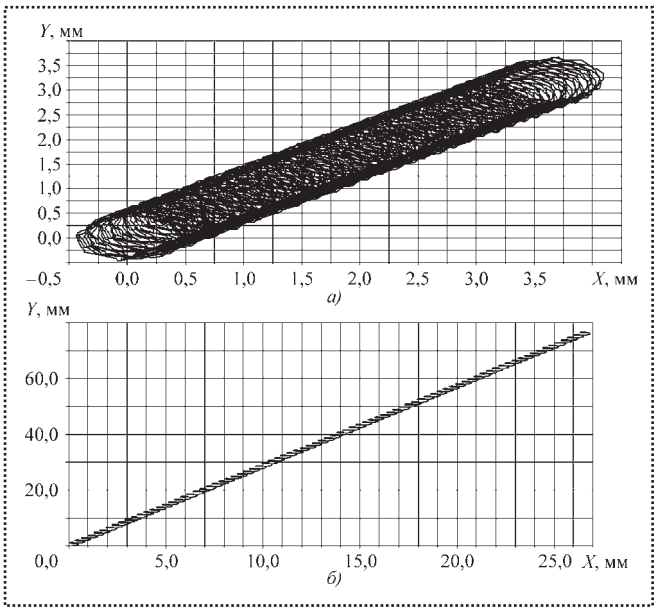


Рис. 3. Графики перемещений центра масс (увод) долота от заданной траектории:
а – без отклонения оси; *б* – с отклонением оси

все необходимые части модели созданы, необходимо указать, каким способом их соединяют. Модель забоя соединяем с неподвижной опорой (фундаментом) через промежуточное тело (цилиндр) двумя скользящими шарнирами, один из которых направлен вдоль оси *X*, а другой – вдоль оси *Y*. Долото соединяем с моделью буровой колонны (цилиндром) цилиндрическим шарниром. Колонна с фундаментом – через промежуточное тело (цилиндр) двумя скользящими шарнирами, один из которых направлен вдоль оси *X*, а другой – вдоль оси *Y*. Таким образом, забой имеет степень свободы только в плоскости *XY*. Долото в свою очередь может вращаться вокруг общей оси соединения, скользить вдоль нее и перемещаться в плоскости *XY*.

Согласно рекомендуемым режимам бурения на данный типоразмер долота, к колонне прикладываем крутящий момент величиной 4,0 кН·м. К долоту вдоль его оси прикладываем сосредоточенную силу величиной 130 кН. В результате взаимодействия долота с забоем возникают контактные силы, которые определяют параметры этого взаимодействия (контакта), поэтому в ADAMS между ними создаем контакт типа Solid-to-Solid.

Определяем временной интервал процесса численного моделирования в 300 с с количеством шагов по времени 5000 и отправляем на симуляцию.

После окончания процесса симуляции смотрим изменения по времени перемещения центра масс модели долота. ADAMS сохраняет все значения динамических характеристик объектов, входящих в модель, полученные на этапе симуляции. Для просмотра этих значений в ADAMS существует постпроцессор. Выводим графики перемещений центра масс долота за время 60 с для случаев сборки долота без отклонения оси корпуса от оси ниппеля (0,0 град.) и с отклонением (0,06 град.) (рис. 3).

Как видно из графиков, долото с нулевым отклонением осей собираемых деталей отклонилось от заданной траектории на 4 мм, тогда как долото с отклонением осей, равным 0,06 град., – на 27 мм.

Сравним данные, полученные путем моделирования работы алмазного долота в программе ADAMS с данными, полученными с промысловых испытаний аналогичного долота в условиях Западной Сибири на Киняменском месторождении.

При бурении алмазным долотом ∅215,9 мм с несовпадением осей собранных деталей 0,06 град. в интервале 1480...1940 м его увело от заданной траектории на 1,38 град., тем самым на длине 460 м оно отклонилось в вертикальной плоскости на 11,08 м. В результате нестабильной работы вышеуказанное долото было поднято и заменено на другое, что привело к большим финансовым затратам и потере времени.

Тематика проводимой научной работы входит в состав научно-исследовательских работ в рамках тематического плана Самарского государственного технического университета по заданию

Федерального агентства по образованию на 2006...2009 гг. по теме "Разработка теоретических основ структурно упорядоченной сборки тяжелонагруженных изделий машиностроения", номер государственной регистрации НИР 01.2.006 06882.

В результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Полученные на этапе моделирования результаты по уводу алмазного долота качественно совпадают с результатами промысловых испытаний долот такого типа, тем самым подтверждая достоверность проводимого моделирования в программном пакете ADAMS.

2. На этапе изготовления буровых алмазных долот необходимо применять метод структурно упорядоченной сборки, существенно повышающий точность выходного параметра (соосность ниппеля и корпуса долота) собираемого изделия.

3. Применение вышеуказанного метода сборки, повышающего эксплуатационные характеристики долота, в комплексе с проверкой его работы в программе ADAMS на этапе моделирования, позволит существенно сократить расходы и потери времени, связанные со спуском-подъемом долот при отклонении их от заданной технологом буровой станции траектории.

Список литературы

1. **Журавлев А.Н., Борисов М.А.** Структурно упорядоченная сборка под сварку резьбовых соединений алмазных буровых долот // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2007. № 7. С. 18–23.

2. **Журавлев А.Н., Борисов М.А.** Оценка качества структурно упорядоченной сборки под сварку резьбовых соединений // Изв. Томского политехнического университета. 2007. Т. 311, № 2. С. 27–30.

В.Д. Аввакумов, *канд. техн. наук (Новоуральский государственный технологический институт)*

Методы расчета массово-геометрических характеристик 3D-мерных объектов и сборок с учетом разброса размеров в поле допуска

Рассмотрены методы расчета массово-геометрических характеристик (МГХ) 3D-мерных объектов и сборок с учетом разброса размеров в поле допуска. Расчет проведен методом "максимум–минимум" и вероятностным методом (Монте-Карло). Рассмотрены системы материальных точек, расположенных в пространстве, тела переноса, тела неполного вращения и сборки, представляющие собой совокупность тел вращения и переноса. Приведены примеры расчета массово-геометрических характеристик рассматриваемых объектов.

Введение

Для решения задач уравновешивания быстровращающихся элементов машин и механизмов, статической устойчивости и устойчивости движения, управления летательными аппаратами, их ориентировки в пространстве и стабилизации на траектории и т.д. необходимо знать геометрию масс тела, т.е. с требуемой точностью определять массу, центр масс, моменты инерции [1].

Среди перечисленных задач имеются такие, при решении которых необходимо оценивать влияние разброса размеров в поле допуска на массово-геометрические характеристики (МГХ) изделий и их сборочных единиц, что, в свою очередь, позволит правильно назначать допуски на размеры при проектировании технических устройств. Например, для быстровращающихся механизмов актуальной является задача расчета дисбаланса [2], величину которого определяют отклонением центра масс механизма от его геометрического центра. Таким образом, существует потребность в проведении расчетов МГХ изделий и их составных частей с учетом разброса размеров в поле допуска.

В статье приведено описание методов расчета МГХ 3D-мерных объектов и сборок с использованием программы MGH, которая является составной частью комплекса программ ПИКАП [3], предназначенного для автоматизации проектно-конструкторских расчетов. Программа MGH вычисляет МГХ плоских объектов и тел вращения по номинальным значениям размеров и плотностей с учетом их разброса в поле допуска.

Методы, излагаемые в статье, позволяют проводить расчеты МГХ с учетом разброса размеров в поле допуска для пространственных элементов изделий, таких как:

- тела вращения и системы материальных точек в 3D-пространстве;
- тела переноса;
- тела неполного вращения;
- совокупности перечисленных объектов.

Под телом переноса понимается 3D-мерное тело, образованное переносом плоского контура вдоль заданной пространственной прямой на заданное расстояние. Это расстояние является длиной тела переноса.

Расчеты МГХ проводят так же, как это принято при расчете размерных цепей методом "максимум–минимум" и вероятностным методом. Такой подход связан с тем, что МГХ объектов зависят, как и замыкающие размеры, от допусков на размеры объекта, т.е. значения МГХ имеют отклонения от своих номинальных величин (что для некоторых объектов является критичным). Цель расчетов с помощью изложенных в статье методов – определять не только МГХ при номинальных значениях размеров объекта, но и учитывать влияние допусков на размеры.

Однако следует отметить, что расчеты методом "максимум–минимум", как известно из теории и практики расчетов размерных цепей, приводят к необоснованному ужесточению допусков на размеры объекта. Это вызвано тем, что при расчетах методом "максимум–минимум" для каждого размера рассматривают два крайних предельных значения, приводящих к минимуму и максимуму вычисляемой величины. Между тем вероятность таких крайних сочетаний размеров в изделии весьма мала. Поэтому считается более правильным и научно обоснованным вероятностный метод расчета размерных цепей, приводящий к уменьшению поля разброса вычисляемых величин.

В данной статье вероятностный расчет проведен методом статистических испытаний Монте-Карло

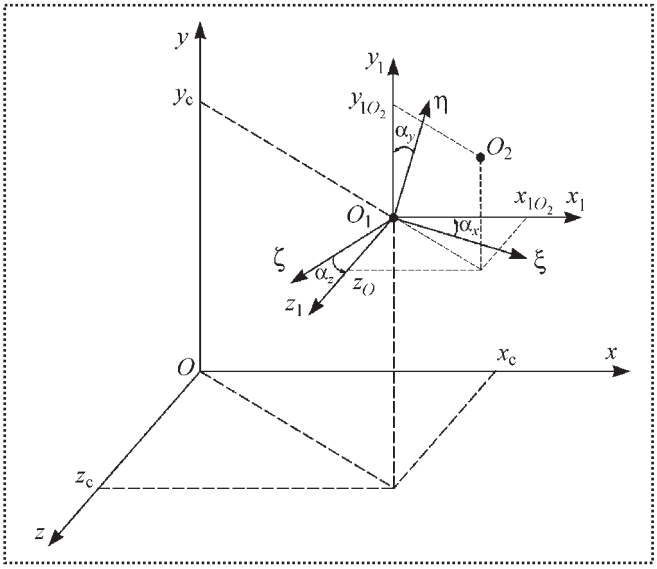


Рис. 1. Системы координат

[4] при условии, что закон распределения в поле допуска каждой исходной величины $x^{+\Delta x_в}_{-\Delta x_н}$, участвующей в расчетах, является нормальным с математическим ожиданием Mx и среднеквадратическим отклонением σx:

$$Mx = (\Delta x_в + \Delta x_н)/2;$$

$$\sigma x = (\Delta x_в - \Delta x_н)/6$$

при количестве реализаций 2000 и вероятности $P = 0{,}9$.

1. Расчет МГХ системы материальных точек в 3D-пространстве

В программе MGH для расчета МГХ вместе с телом вращения (либо набором соосных тел вращения) имеется возможность задавать совокупность дополнительных тел, представляющих собой материальные точки в 3D-мерном пространстве [3]. Рассмотрим метод проведения таких расчетов.

Определим следующие системы координат. *Систему координат, связанную с телом вращения, будем называть глобальной системой координат* $Oxyz$ (рис. 1), систему координат $O_1x_1y_1z_1$, связанную с дополнительным телом – собственной системой координат.

С каждым дополнительным телом может быть связана своя собственная система координат $O_ix_iy_iz_i$ (i = 1, 2, 3, ..., n, где n – число дополнительных тел). Следует отметить, что собственную

систему координат не обязательно задавать в точке пространства, в которой находится тело, как, например, дополнительное тело, находящееся в точке O_1 (см. рис. 1). Дополнительные тела могут быть заданы в собственной системе координат, сдвинутой и повернутой относительно глобальной системы координат (на рис. 1 это тело, находящееся в точке O_2, определяемое координатами $x_{1O_2} y_{1O_2} z_{1O_2}$ в собственной системе координат $O_1x_1y_1z_1$).

Каждое дополнительное тело задают следующими параметрами:

M – масса;

V – объем;

ρ – плотность;

(задают либо массу, либо объем и плотность.)

$\left.\begin{matrix} x_c \\ y_c \\ z_c \end{matrix}\right\}$ – координаты начала собственной системы координат тела;

$\left.\begin{matrix} x_O \\ y_O \\ z_O \end{matrix}\right\}$ – координаты центра масс тела в собственной системе координат;

$\left.\begin{matrix} J_{x_Ox_O} \\ J_{y_Oy_O} \\ J_{z_Oz_O} \end{matrix}\right\}$ – моменты инерции относительно осей системы координат, проходящей через центр масс тела и направленной так же, как и собственная система координат (на рис. 1 это может быть система $O_1x_1y_1z_1$, перенесенная в дополнительное тело, находящееся в точке O_2);

$\left.\begin{matrix} J_{x_Oy_O} \text{ или } J_{y_Ox_O} \\ J_{y_Oz_O} \text{ или } J_{z_Oy_O} \\ J_{z_Ox_O} \text{ или } J_{x_Oz_O} \end{matrix}\right\}$ – центробежные моменты инерции в системе координат, проходящей через центр масс тела и направленной так же, как и собственная система координат;

$\left.\begin{matrix} J_{xy} \\ J_{yy} \\ J_{zz} \end{matrix}\right\}$ – моменты инерции в собственной системе координат;

$\left.\begin{matrix} J_{xy} \text{ или } J_{yx} \\ J_{yz} \text{ или } J_{zy} \\ J_{zx} \text{ или } J_{xz} \end{matrix}\right\}$ – центробежные моменты инерции в собственной системе координат;

$\left.\begin{matrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_z \end{matrix}\right\}$ – углы поворота системы координат (см. рис. 1, система $O_1\xi\eta\zeta$) относительно соответствующей оси, с помощью которых из собственной системы координат можно получить систему координат, направленную так же, как и глобальная система.

Любая из приведенных выше величин может быть задана с допусками.

Моменты инерции (все или часть из них) и углы поворота системы относительно соответствующей оси можно не задавать. Тогда расчетные моменты инерции будут вычислены без учета этих параметров.

Вычисляют следующие характеристики системы точечных n + 1 тел:

- массу – M;
- координаты центра масс системы в глобальной системе координат – x_C, y_C, z_C;
- моменты инерции относительно осей, проходящих через центр масс системы – $J_{x_Cx_C}$, $J_{y_Cy_C}$, $J_{z_Cz_C}$;
- центробежные моменты инерции в системе координат, проходящей через центр масс системы $J_{x_Cy_C}$, $J_{y_Cz_C}$, $J_{z_Cx_C}$.

Расчеты МГХ системы тел вращения и точечных тел проводят в такой последовательности:

1) вычисляют МГХ тела вращения (приведение к точечному телу);

2) вычисляют МГХ системы из $n + 1$ точечных тел.

При описании дополнительных тел могут быть использованы размеры из таблицы размеров тела вращения, например, для привязки материальной точки к телу вращения.

Характеристики дополнительных тел могут быть получены из тел вращения и тел переноса путем проведения автономных расчетов по программе MGH.

Пример. Пусть задан цилиндр и три материальные точки M_1, M_2 и M_3, лежащие на цилиндрической поверхности под углом $\varphi = 120°$ друг к другу в проекции их на основание цилиндра, и отстоящие друг от друга по высоте цилиндра на расстоянии $1/4\,h$ (первая точка отстоит от основания цилиндра на расстоянии $3/4\,h$) (см. рис. 2, *а*).

На рис. 2, *б* изображена геометрическая модель заданного цилиндра (см. рис. 2, *а*), представляющая собой половину сечения цилиндра плоскостью, проходящей через ось вращения. Ниже при-

ведены исходные данные для расчета заданной системы.

Исходной информацией для программы MGH является описание плоских контуров, получаемых в сечении сборочной единицы, и описание дополнительных тел [3]:

• таблицы (табл. 1) размеров Р и плотностей П – содержат номинальные значения и отклонения размеров и плотностей;

• блока описания точек (табл. 2) – состоит из операторов языка ПЛОГ, вычисляющих координаты узловых точек контура;

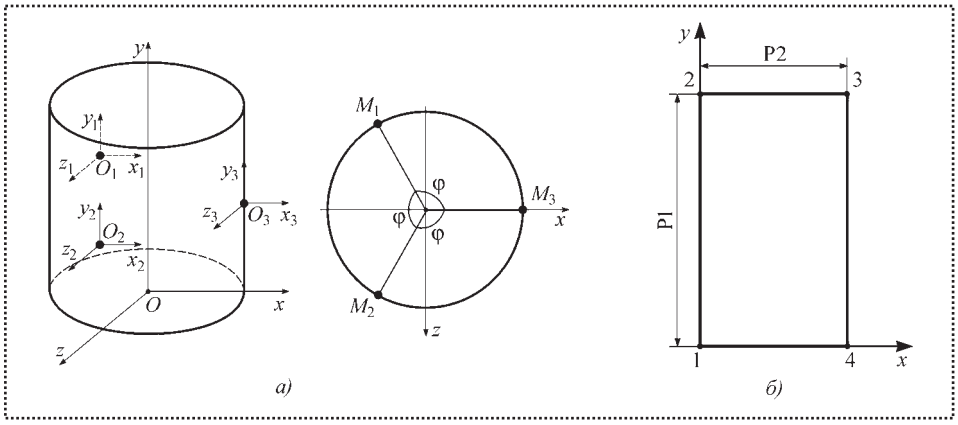


Рис. 2. Цилиндр с материальными точками:
а – расположение точек на цилиндре; *б* – плоский контур, образующий цилиндр

1. Блок размеров (Р1 и Р2) и плотности (П)

1	Р1 2	–0,01	0,01
2	Р2 1	–0,01	0,01
1	П 1	0	0

3. Блок описания контура

1; 2; 3; 4; @

2. Блок описания точек

НАЧК	Т1				В точке 1 задать начало системы координат.
ОТРА	Т1	К90	Р1	Т2	От Т1 под углом 90° отложить Р1. Получим точку 2.
ОТРА	Т2	К0	Р2	Т3	
ОТРА	Т1	К0	Р2	Т4	
@					

4. Информация о дополнительных телах (материальных точках)

Тело 1 (точка M_1)

Имя	Номинальное значение	Нижнее отклонение	Верхнее отклонение
M	10	–0,01	0,01
x_C	–0,5	0	
y_C	1,5		
z_C	–0,87	–0,01	
x_O	0		
y_O		0	
z_O		–0,01	
$J_{x_Ox_O}$	5	0	0,03
$J_{y_Oy_O}$			
$J_{z_Oz_O}$			

Тело 2 (точка M_2)

Имя	Номинальное значение	Нижнее отклонение	Верхнее отклонение
M	10	–0,01	0,01
x_C	–0,5	0	
y_C	0,5		
z_C	0,87	–0,01	
x_0	0		
y_0		0	
z_0		–0,01	
$J_{x_Ox_O}$	5	0	0,03
$J_{y_Oy_O}$			
$J_{z_Oz_O}$			

Тело 3 (точка M_3)

Имя	Номинальное значение	Нижнее отклонение	Верхнее отклонение
M	10	–0,01	0,01
x_C	1,0	0	
y_C			
z_C	0	–0,01	
x_0			
y_0		0	
z_0		–0,01	
$J_{x_Ox_O}$	5	0	0,03
$J_{y_Oy_O}$			
$J_{z_Oz_O}$			

5. Результаты расчета МГХ системы материальных точек

Величина	Метод "максимум–минимум"			Вероятностный метод		
	Номинальное значение	Нижнее отклонение	Верхнее отклонение	Математическое ожидание	Нижнее отклонение	Верхнее отклонение
M	36,28	–0,186	0,188	36,28	–0,073	0,073
x_C	0	–0,009	0,017	0	–0,003	0,003
y_C	1,00	–0,001	0,018	1,01	–0,002	0,002
z_C	0	–0,017	0,017	0	–0,004	0,004
$J_{x_C x_C}$	38,80	–1,046	1,164	38,85	–0,213	0,213
$J_{y_C y_C}$	48,28	–1,449	1,575	48,33	–0,259	0,259
$J_{z_C z_C}$	38,66	–0,951	1,066	38,71	–0,176	0,176
$J_{x_C y_C}$	0	–0,356	0,353	0	–0,066	0,066
$J_{y_C z_C}$	8,70	–0,386	0,377	8,70	–0,074	0,074
$J_{z_C x_C}$	0	–0,674	0,665	0	–0,124	0,124

• блока описания контуров (табл. 3) – задает последовательность точек, соединяемых отрезками прямых и дугами окружностей;

• информации о дополнительных телах (табл. 4).

Исходные данные для расчета по программе MGH для тела вращения – цилиндра изображены на рис. 2, *б*.

Результаты расчета МГХ системы материальных точек представлены в табл. 5.

Список литературы

1. **Фаворин М.В.** Моменты инерции тел. Справочник. М.: Машиностроение, 1977. 312 с.

2. **Ромашин В.Н.** Влияние полей допусков линейных и угловых размеров на дисбаланс центробежного вентилятора. Сборник "Автоматизация и прогрессивные технологии". Труды II Межвузовской отраслевой научно-технической конференции, часть 2. Новоуральск, НПИ. 1999. С. 79–81.

3. **Аввакумов В.Д.** Функциональная размерная параметризация в САПР. Изв. Тульского ГУ. Сер. Машиностроение. Вып. 6 (специальный). Сборник избранных трудов конференции "Автоматизация и информатизация в машиностроении 2000" (АИМ 2000). Тула: ТулГУ, 2000. С. 22–28.

4. **Аввакумов В.Д.** Применение метода Монте-Карло для решения вычислительных задач геометрического моделирования. Методы и алгоритмы прикладной математики в технике, медицине и экономике. Материалы VII Международной научно-практической конференции, г. Новочеркасск, 2 февраля 2007 г.: В 2 ч. / Юж.-Рос. гос. техн. ун-т (НПИ). Новочеркасск: ЮРГТУ, 2007. Ч. 1. С. 50–54.

(Продолжение следует.)

"Трение и смазка в машинах и механизмах" рубрики журнала

- **Физика, химия и механика поверхностей и контактные задачи**
- **Фундаментальные проблемы трения и изнашивания (и сопровождающих процессов)**
- **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.**

В.Б. Тарабарин, *канд. техн. наук (МГТУ им. Н.Э. Баумана)*

Промышленные роботы и манипуляторы*

Рассмотрены общие вопросы структуры, геометрии и кинематики манипуляторов. Дана общая классификация промышленных роботов, приведены основные понятия и определения, сформулированы основные задачи механики манипуляторов. Кратко рассмотрены вопросы кинематического и динамического анализов манипуляторов, их статическое уравновешивание.

The common questions of structure, geometry and kinematics of manipulators are considered. The common classification of industrial robots is given, the basic concepts and definitions are resulted and the primary problems of mechanics of manipulators are formulated. Questions of the kinematics and dynamic analysis of manipulators, their static equilibration are briefly considered.

Промышленный робот – автоматическая машина, состоящая из манипулятора и устройства программного управления его движением, предназначенная для замены человека при выполнении основных и вспомогательных операций в производственных процессах.

Манипулятор – совокупность пространственного рычажного механизма и системы приводов, осуществляющая под управлением программируемого автоматического устройства или человека-оператора действия (манипуляции), аналогичные действиям руки человека.

Назначение и область применения

Промышленные роботы решают важную социальную задачу – освобождение человека от работ, связанных с опасностями для здоровья или с тяжелым физическим трудом, а также от простых монотонных операций, не требующих высокой квалификации.

Гибкие автоматизированные производства, создаваемые на базе промышленных роботов, позволяют решать задачи автоматизации на предприятиях с широкой номенклатурой продукции при мелкосерийном и единичном производстве.

Копирующие манипуляторы, управляемые человеком-оператором, необходимы при выполнении различных работ с радиоактивными материалами. Кроме того, эти устройства незаменимы при выполнении работ в космосе, под водой, в химически активных средах. Таким образом, промышленные роботы и копирующие манипуляторы являются важными составными частями современного промышленного производства.

Классификация промышленных роботов

Промышленные роботы классифицируют по следующим признакам:

- характеру выполняемых технологических операций:
  - основные;
  - вспомогательные;
  - универсальные;
- виду производства:
  - литейное;
  - сварочное;
  - кузнечно-прессовое;
  - механическая обработка;
  - сборочное;
  - окрасочное;
  - транспортно-складское;
- системе координат руки манипулятора:
  - прямоугольная;
  - цилиндрическая;
  - сферическая;
  - сферическая угловая (ангулярная);
  - другие;
- числу подвижностей манипулятора;
- грузоподъемности, Н:
  - сверхлегкие – до 10;
  - легкие – до 100;
  - средние – до 2000;
  - тяжелые – до 10000;
  - сверхтяжелые – свыше 10000;

* По материалам лекций, читаемых в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

- типу силового привода:
  - электромеханический;
  - пневматический;
  - гидравлический;
  - комбинированный;
- подвижности основания:
  - мобильные;
  - стационарные;
- виду программы:
  - с жесткой программой;
  - перепрограммируемые;
  - адаптивные;
  - с элементами искусственного интеллекта;
- характеру программирования:
  - позиционное;
  - контурное;
  - комбинированное.

Принципиальное устройство промышленного робота

Манипулятор промышленного робота по своему функциональному назначению должен обеспечивать движение выходного звена и закрепленного в нем объекта манипулирования в пространстве по заданной траектории и с заданной ориентацией. Для полного выполнения этого требования основной рычажный механизм манипулятора должен иметь не менее шести подвижностей, причем движение в каждом направлении должно быть управляемым.

Промышленный робот с шестью подвижностями является сложной автоматической системой для изготовления и эксплуатации. Поэтому в реальных конструкциях часто используют механизмы с числом подвижностей менее шести. Наиболее простые манипуляторы имеют три, реже две, подвижности. Такие манипуляторы значительно дешевле в изготовлении и эксплуатации, но предъявляют специфические требования к организации рабочей среды. Эти требования связаны с заданной ориентацией объектов манипулирования относительно механизма робота.

Рассмотрим в качестве примера конструктивную и структурную схемы промышленного робота с трехподвижным манипулятором. Основной механизм руки манипулятора состоит из неподвижного звена *0* и трех подвижных звеньев *1*, *2* и *3* (рис. 1).

Механизм этого манипулятора соответствует цилиндрической системе координат. Звено *1* может вращаться относительно звена *0* (относительное угловое перемещение φ_{10}), звено *2* перемещается по вертикали относительно звена *1* (относительное линейное перемещение s_{21}), и звено *3* перемещается в горизонтальной плоскости относительно звена *2* (относительное линейное перемещение s_{32}). На конце звена *3* закреплено захватное устройство (схват), предназначенное для захвата и удержания объекта манипулирования при работе.

Звенья основного рычажного механизма манипулятора образуют между собой три одноподвижные кинематические пары (одну вращательную $A_{1в}$ и две поступательные $B_{1п}$ и $C_{1п}$) и могут обеспечить перемещение объекта в пространстве без управления его ориентацией. Для выполнения каждого из трех относительных движений манипулятор должен быть оснащен приводами: двигатели с редуктором и система датчиков обратной связи.

Так как движение объекта осуществляют по заданному закону движения, то в системе должны быть устройства, сохраняющие и задающие программу движения, – программоносители. При

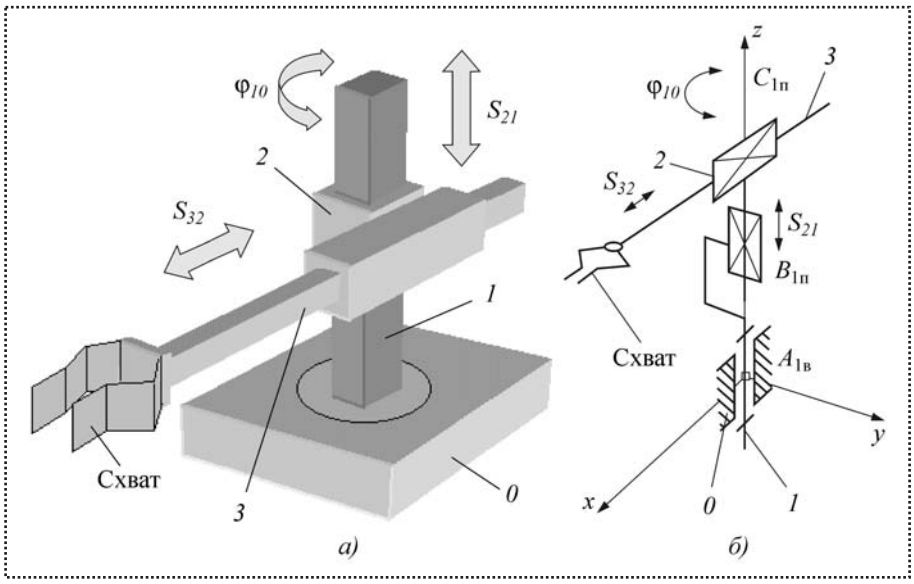


Рис. 1. Трехподвижный манипулятор с цилиндрической системой координат:
а – конструктивная схема; *б* – структурная схема

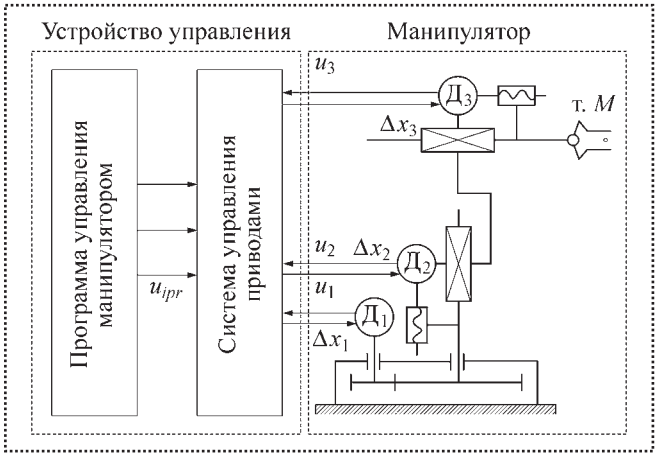


Рис. 2. Функциональная схема промышленного робота

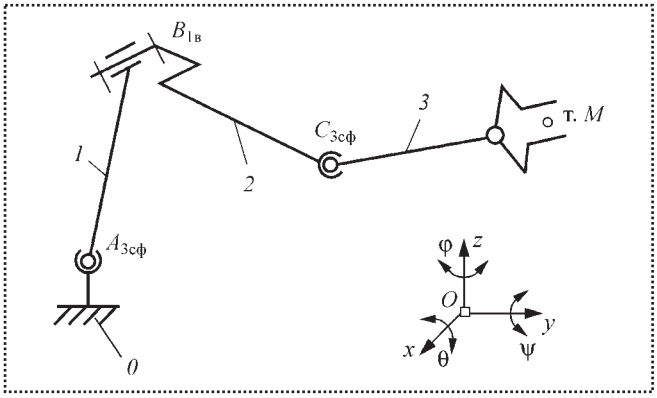


Рис. 3. Структурная схема антропоморфного манипулятора: φ, θ, ψ – относительные угловые перемещения вокруг осей координат

управлении от ЭВМ такими устройствами могут быть дискеты, диски CD, магнитные ленты и др.

Преобразование заданной программы движения в сигналы управления двигателями осуществляет система управления. Она включает ЭВМ с соответствующим программным обеспечением, цифроаналоговые преобразователи и усилители. По сигналам u_{ipr}, формируемым программой управления, система управления приводами выдает на исполнительные устройства приводов (двигатели $Д_i$) управляющие воздействия u_i. При необходимости программа корректирует эти воздействия по сигналам Δx_i, которые поступают в нее с датчиков обратной связи. Функциональная схема промышленного робота приведена на рис. 2.

Основные понятия и определения. Структура манипуляторов. Геометро-кинематические характеристики

Формула строения – математическая запись структурной схемы манипулятора, содержащая информацию о числе его подвижностей, виде кинематических пар и их ориентации относительно осей базовой системы координат, связанной с неподвижным звеном.

Движения, которые обеспечивают манипулятором, делят на:

• *глобальные* (для роботов с подвижным основанием) – движения стойки манипулятора, которые существенно превышают размеры механизма;

• *региональные* (транспортные) – движения, обеспечиваемые первыми тремя звеньями манипулятора или его рукой, величина которых сопоставима с размерами механизма;

• *локальные* (ориентирующие) – движения, обеспечиваемые звеньями кисти, величина которых значительно меньше размеров механизма.

В соответствии с этой классификацией движений в манипуляторе можно выделить два участка кинематической цепи с различными функциями: механизм руки и механизм кисти. Под рукой понимают ту часть манипулятора, которая обеспечивает перемещение центра схвата – точки *M* (региональные движения схвата); под кистью – те звенья и пары, которые обеспечивают ориентацию схвата (локальные движения схвата).

Рассмотрим структурную схему антропоморфного манипулятора, т.е. схему, которая в первом приближении соответствует механизму руки человека (рис. 3).

Этот механизм состоит из трех подвижных звеньев и трех кинематических пар: двух трехподвижных сферических $A_{3сф}$ и $C_{3сф}$ и одной одноподвижной вращательной $B_{1в}$.

Кинематические пары (КП) манипулятора характеризуются:

♦ именем или обозначением КП – заглавная буква латинского алфавита (*A*, *B*, *C* и т.д.);

♦ звеньями, которые образуют пару (0/1, 1/2 и т.п.);

♦ относительным движением звеньев в паре (для одноподвижных пар – вращательное, поступательное и винтовое);

♦ подвижностью КП (для низших пар от 1 до 3, для высших пар от 4 до 5);

♦ осью ориентации КП относительно осей базовой или локальной системы координат.

Рабочее пространство манипулятора – часть пространства, ограниченная поверхностями, огибающими к множеству возможных положений его звеньев.

Зона обслуживания манипулятора – часть пространства, соответствующая множеству возможных положений центра схвата манипулятора. Зона обслуживания является важной характеристикой манипулятора. Ее определяют структурой и системой координат руки манипулятора, а также конструктивными ограничениями, наложенными на относительные перемещения звеньев в КП.

Подвижность W манипулятора – число независимых обобщенных координат, однозначно определяющее положение схвата в пространстве:

$$W = 6n - \sum_{i=1}^{5}(6-i)p_i$$

или для незамкнутых кинематических цепей

$$W = \sum_{i=1}^{5} ip_i .$$

Маневренность $W_м$ манипулятора – подвижность манипулятора при зафиксированном (неподвижном) схвате:

$$W_м = W - 6.$$

Возможность изменения ориентации схвата при размещении его центра в заданной точке зоны обслуживания характеризуют углом сервиса – телесный угол ψ (рис. 4), который может описать последнее звено манипулятора (звено на котором закреплен схват):

$$\psi = f_C / l_{CM^3},$$

где f_C – часть сферической поверхности, по которой движется точка C звена *3*, l_{CM} – длина звена *3*.

Относительную величину $k_\psi = \psi/(4\pi)$ *называют коэффициентом сервиса*.

Для манипулятора, изображенного на рис. 4:

- подвижность манипулятора

$$W = 6\cdot 3 - (3\cdot 2 - 5\cdot 1) = 18 - 11 = 7;$$

- маневренность

$$W_м = 7 - 6 = 1;$$

- формула строения

$$W = [\theta_{10} + \varphi_{10} + \psi_{10}] + \varphi_{21} + [\theta_{32} + \varphi_{32} + \psi_{32}].$$

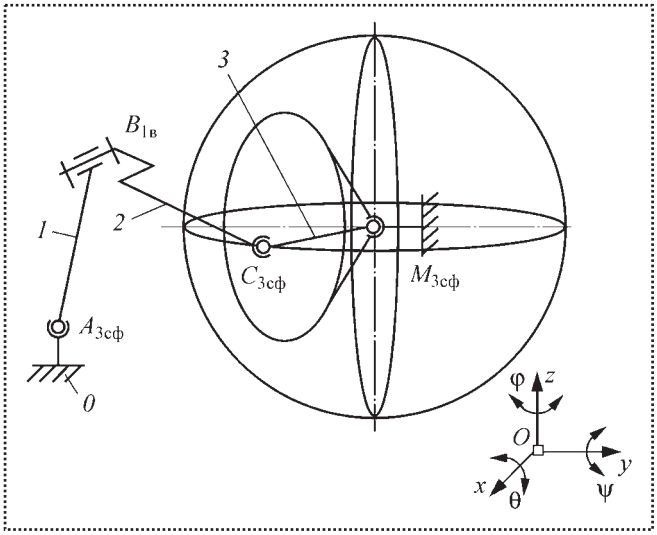


Рис. 4. К понятию "угол сервиса"

Структура кинематической цепи манипулятора должна обеспечивать требуемое перемещение объекта в пространстве с заданной ориентацией. Для этого необходимо, чтобы схват манипулятора имел возможность выполнять движения минимум по шести координатам: трем линейным и трем угловым.

Рассмотрим на объекте манипулирования точку *M*, которая совпадает с центром схвата. Положение объекта в неподвижной (базовой) системе координат $0x_0y_0z_0$ определяют радиусом-вектором точки *M* и ориентацией единичного вектора $\overline{A}$ с началом в этой точке.

В математике положение точки в пространстве задают в одной из трех систем координат:

- прямоугольной декартовой с координатами x_M, y_M, z_M;
- цилиндрической с координатами r_{sM}, φ_M, z_M;
- сферической с координатами r_M, φ_M, θ_M.

Ориентацию объекта в пространстве задают углами α, β и γ, которые образует с осями базовой системы координат вектор ориентации $\overline{A}$. На рис. 5 дана схема шестиподвижного манипулятора с вращательными кинематическими парами и координатами объекта манипулирования.

При структурном синтезе механизма манипулятора необходимо учитывать следующие условия:

- КП манипуляторов снабжают приводами, включающими двигатели и тормозные устройства, поэтому в схемах манипуляторов обычно используют одноподвижные КП: вращательные или поступательные;

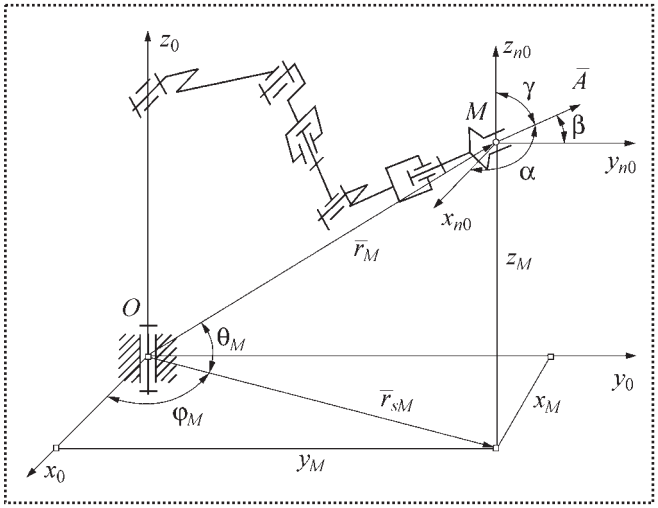


Рис. 5. Системы координат, векторы и углы ориентации:
n – число подвижных звеньев (номер последнего звена – схвата)

• необходимо обеспечить не только заданную подвижность схвата манипулятора, простоту и удобство программирования его движений, но и такую ориентацию осей КП, которая соответствует необходимой форме зоны обслуживания;

• при выборе ориентации КП необходимо учитывать расположение приводов (на основании или на подвижных звеньях), а также способ уравновешивания сил тяжести звеньев.

Для выполнения первого условия КП с несколькими подвижностями заменяют эквивалентными кинематическими соединениями, образуемыми дополнительными звеньями и одноподвижными парами. Пример такого кинематического соединения для сферической пары приведен на рис. 6.

Перемещение схвата в пространстве можно обеспечить, если ориентировать оси первых трех КП манипулятора по осям системы координат. При этом выбор системы координат определяет тип руки манипулятора и вид его зоны обслуживания. ГОСТ 25685–83 определяет виды систем координат для руки манипулятора, которые приведены в табл. 1. Здесь даны примеры структурных схем механизмов, соответствующие определенным системам координат.

Структурные схемы механизмов кисти, применяемые в манипуляторах, даны в табл. 2. Присоединяя к выходному звену руки тот или иной механизм кисти, можно получить большинство известных структурных схем манипуляторов, которые применяют в реальных промышленных роботах.

Структуру манипулятора определяет и место размещения приводов. Если приводы размещают непосредственно в кинематических парах, то к массам подвижных звеньев манипулятора добавляются массы приводов. Суммарная нагрузка на приводы и их мощность увеличиваются, а отношение массы манипулятора к полезной нагрузке (максимальной массе объекта манипулирования) уменьшается. Поэтому при проектировании роботов приводы звеньев руки как наиболее мощные и обладающие большей массой стремятся разместить ближе к основанию робота.

Для передачи движения от привода к звену используют дополнительные кинематические цепи.

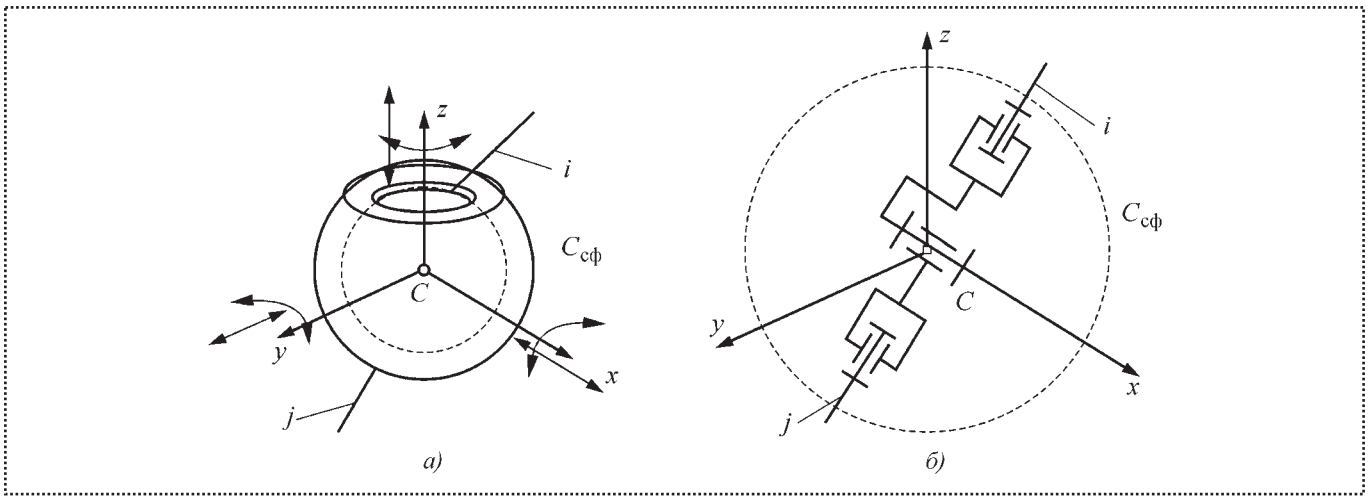
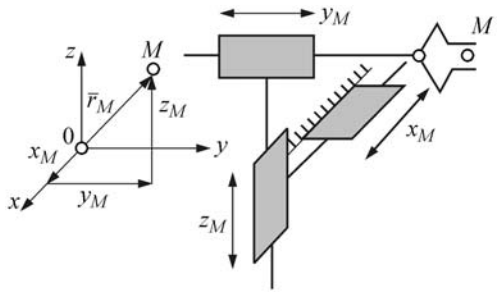
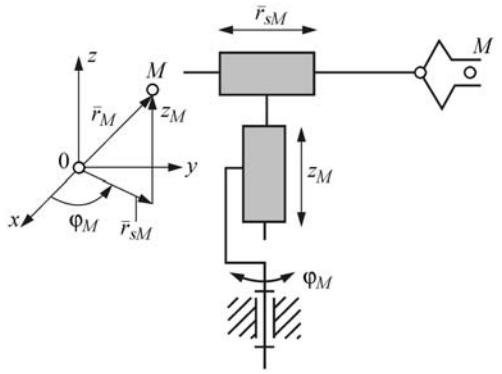
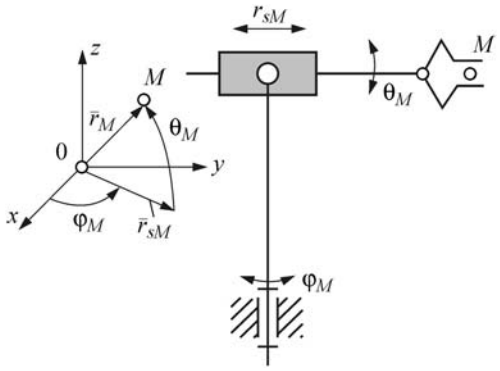
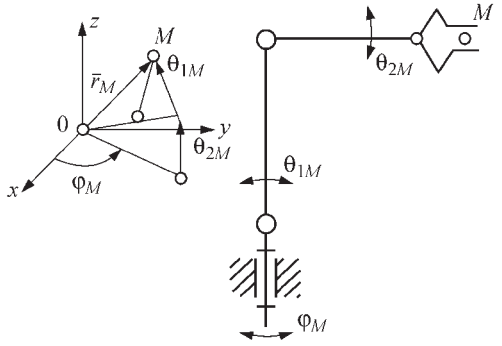
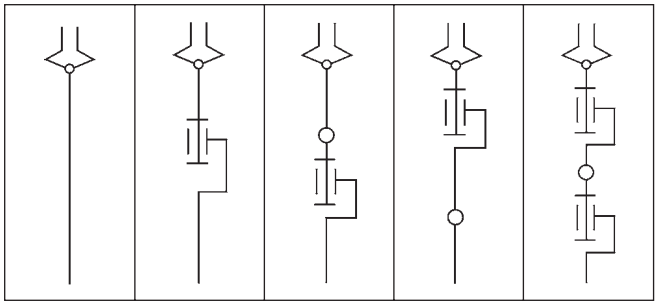


Рис. 6. Эквивалентное кинематическое соединение – замена пары с несколькими подвижностями одноподвижными:
а – сферическая кинематическая пара; *б* – эквивалентное кинематическое соединение

1. Системы координат руки манипулятора

Прямоугольная (декартова)	Цилиндрическая
	
Сферическая	**Угловая (ангулярная)**
	
Другие системы координат	

2. Структурные схемы кисти манипулятора



Рассмотрим схему руки манипулятора промышленного робота фирмы "Motoman" (рис. 7).

К трехзвенному механизму с ангулярной системой координат добавлены:

• для привода звена *2* – простейший кулисный механизм, образованный звеньями *4*, *5* и *2*;

• для привода звена *3* – цепь, состоящая из кулисного механизма (звенья *6*, *7* и *8*) и шарнирного четырехзвенника (звенья *8*, *9*, *2* и *3*).

Таким образом, в рычажном механизме можно выделить кинематическую цепь руки (звенья *1*, *2* и *3*) и кинематические цепи приводов.

Манипуляторы, использующие принцип размещения приводов на основании, имеют более сложные механизмы. Однако увеличение числа звеньев и кинематических пар компенсируют уменьшением масс и моментов инерции подвижных звеньев манипулятора.

Кроме того, замкнутые кинематические цепи повышают точность и жесткость механизма. В целом манипуляторы, использующие принципы комбинированного размещения приводов (часть приводов на основании, часть на подвижных звеньях), обладают лучшими энергетическими и динамическими характеристиками, а также более высокой точностью.

В кинематических схемах рассмотренных манипуляторов массы звеньев вызывают дополнительную нагрузку на приводы. Фирма "Sankyo" разработала робот "SKILAM" (рис. 8) в котором массы

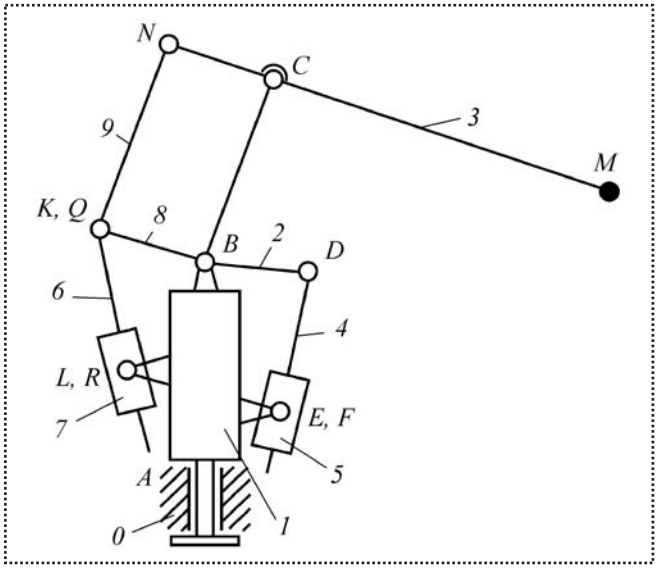


Рис. 7. Манипулятор промышленного робота "Motoman" (структурная схема)

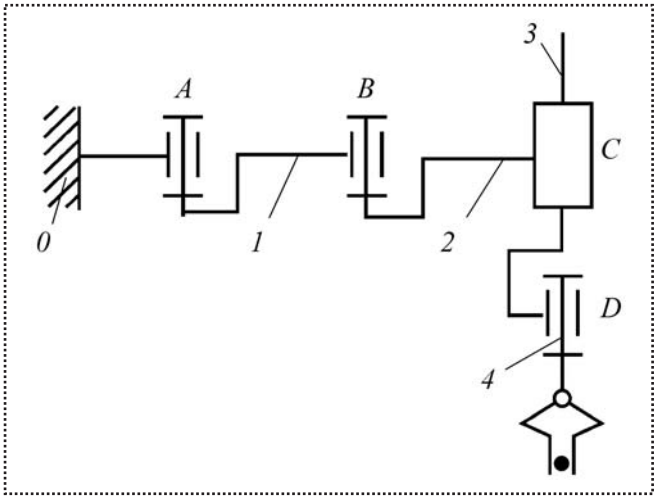


Рис. 8. Манипулятор промышленного робота "SKILAM" (структурная схема)

приводов и звеньев воспринимаются подшипниками как осевые нагрузки. В этом случае на крутящий момент двигателей силы тяжести влияют только через силы трения. Такая структурная схема механизма потребовала увеличения размеров кинематических пар, однако в целом были получены существенные улучшения энергетических и динамических показателей.

Приведенные примеры не охватывают всех возможных ситуаций рационального выбора структуры манипуляторов. Они только демонстрируют наиболее известные с удачными структурными схемами.

Важная особенность манипуляторов – изменение структуры механизма в процессе работы. В соответствии с циклограммой или программой работы робота в некоторые кинематические пары включают тормозные устройства. При этом два звена механизма жестко связаны друг с другом и образуют одно звено.

Из структурной схемы механизма исключают одну кинематическую пару и одно звено. Число подвижностей схвата механизма уменьшают (обычно на единицу).

Изменяют структуру механизма и в тех случаях, когда в процессе выполнения рабочих операций (например, при сборке или сварке) схват с объектом манипулирования соприкасается с окружающими предметами, образуя с ними кинематические пары. Кинематическая цепь механизма замыкается, а число подвижностей уменьшается. В этом случае в цепи могут возникать избыточные связи. Эти структурные особенности манипуляторов необходимо учитывать при программировании работы промышленного робота.

Быстродействие промышленного робота определяют максимальной скоростью линейных перемещений центра схвата манипулятора. Различают промышленные роботы с малым ($v_M < 0{,}5$ м/с), средним ($0{,}5 < v_M < 1{,}0$ м/с) и высоким ($v_M > 1{,}0$ м/с) быстродействием. Современные промышленные роботы имеют в основном среднее быстродействие и только около 20 % – высокое.

Точность манипулятора промышленного робота характеризуют абсолютной линейной погрешностью позиционирования центра схвата. Промышленные роботы делят на группы с малой ($\Delta r_M < 1$ мм), средней (0,1 мм $< \Delta r_M < 1$ мм) и высокой ($\Delta r_M < 0{,}1$ мм) точностью позиционирования.

Список литературы

1. **Козырев Ю.Г.** Промышленные роботы. Справочник. М.: Машиностроение, 1988. 392 с.

2. **Механика** промышленных роботов: Учебн. пособие для втузов: В 3-х кн. / под ред. К.В. Фролова, Е.И. Воробьева. М.: Высш. шк., 1988.

3. **Р. Пол.** Моделирование, планирование траекторий и управление движением робота-манипулятора. М.: Наука, 1976.

4. **Силовой** расчет, уравновешивание, проектирование механизмов и механика манипуляторов: Учебн. пособие для студентов смешанной формы обучения / И.Н. Чернышева, А.К. Мусатов, Н.А. Глухов и др.; под ред. А.К. Мусатова. М.: Изд-во МГТУ, 1990. 80 с.

(Продолжение следует.)

УДК 621.757:62-752

В.Г. Шуваев, *канд. техн. наук (Самарский государственный технический университет)*

Повышение эффективности введения ультразвуковых колебаний при сборке деталей с натягом

Рассмотрены вопросы повышения эффективности ультразвуковой запрессовки путем выведения источника колебательной энергии из зоны силового воздействия прессового оборудования.

Question of increase of efficiency of an ultrasonic press fitting by removing a source of oscillatory energy from a zone of force effect of press equipment are considered.

Цилиндрические соединения с гарантированным натягом имеют широкое применение в машиностроении при больших, особенно динамических нагрузках и при отсутствии необходимости в частой разборке и сборке. Относительную неподвижность деталей в собранном изделии обеспечивают силами трения (сцепления) поверхностей сопряжения, которые зависят от материала деталей, микрогеометрии сопрягаемых поверхностей и контактного давления.

Усилие запрессовки при сборке продольно-прессовых соединений с гарантированным натягом определяют соотношением [1]:

$$F_з = f_{тр}\pi dlp, \qquad (1)$$

где $f_{тр}$ – коэффициент трения;

d – номинальный диаметр поверхности контакта;

l – постепенно возрастающая в процессе запрессовки длина цилиндрической поверхности контакта, причем l возрастает в диапазоне от 0 до L, где L – длина посадочной поверхности (поверхности сопряжения); p – контактное давление в соединении.

Перспективным направлением интенсификации процессов сборки является использование ультразвуковых колебаний малой амплитуды. Одним из положительных эффектов введения ультразвука в зону контактирования деталей является значительное снижение сборочных усилий, что отражает общую закономерность воздействия ультразвука на процессы пластического формообразования, проявлениями которой являются снижение сопротивления пластической деформации и изменение условий контактного взаимодействия деталей [2].

Определяющими параметрами при ультразвуковой сборке служат статическое усилие, скорость и время сборки, а также амплитуда, частота и схема введения дополнительных колебаний в соединяемые детали. В качестве источников ультразвуковых колебаний используют резонансные стержневые колебательные системы двухполуволновой длины, в состав которых входят пьезокерамические или магнитострикционные преобразователи и резонансные стержневые концентраторы, служащие для повышения интенсивности и амплитуды колебаний.

Введение дополнительных колебаний в соединяемые детали приводит к необходимости представления процесса сборки в виде механической колебательной системы, описываемой дифференциальным уравнением вида

$$[M]\{\ddot{X}\}+[K(l)]\{\dot{X}\}+[C(l)]\{X\}=F_з+A(t)\sin(\omega t), \qquad (2)$$

где $[M]$, $[K]$, $[C]$ – матрицы инерции, демпфирования и жесткости;

$\{X\}$ – вектор обобщенных координат;

$\{\dot{X}\}$ и $\{\ddot{X}\}$ – соответственно первая и вторая производные вектора $\{X\}$;

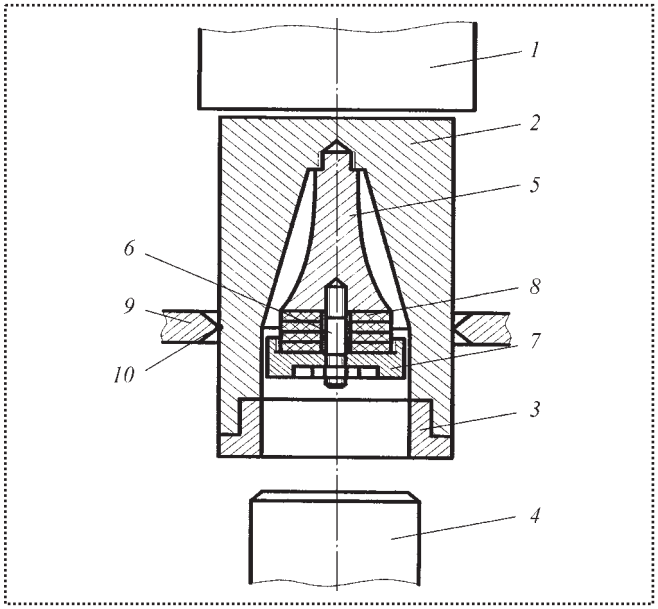
$A(t)$ – вектор амплитуд вынуждающих сил;

ω – частота вынужденных колебаний;

t – время;

$F_з$ – усилие запрессовки.

Анализ выражений (1) и (2) показывает, что увеличение в процессе запрессовки длины l цилиндрической поверхности контакта приводит к изменению матриц демпфирования и жесткости, а также усилия запрессовки. Это вызывает изменение резонансной частоты механической колебательной системы, т.е. в процессе запрессовки происходит постоянное изменение нагрузки на источник ультразвуковых колебаний, что снижает эффективность использования колебательных воздействий



Устройство для ультразвуковой запрессовки

как в технологических, так и в диагностических целях [3].

Одним из вариантов решения этой проблемы является выведение источников ультразвуковых колебаний (пьезокерамических или магнитострикционных) из зоны силового взаимодействия соединяемых деталей. На рисунке показано разработанное ультразвуковое устройство для запрессовки [4], в котором увеличена степень концентрации ультразвуковой энергии. Пьезокерамический возбудитель колебаний вынесен из зоны воздействия силового прессового оборудования.

Устройство для ультразвуковой запрессовки содержит нажимной узел *1*, передающий воздействие от силового прессового оборудования через концентратор *2* на втулку *3*, в которую запрессовывают вал *4*. Основная идея заключается в том, что дополнительный концентратор второй ступени *5* и закрепленный на нем пьезокерамический вибровозбудитель *8* размещены внутри концентратора *2*, который выполнен в виде втулки с коническим и цилиндрическим участками на внутренней поверхности. К концентратору второй ступени *5* посредством шпильки *6* и демпфера *7* поджат пакетный пьезокерамический вибровозбудитель *8*. Для центрирования концентратора *2* служит центрирующая шайба *9*, снабженная резиновым кольцом *10*.

При включении генератора электрических колебаний на обкладки пакетного пьезокерамического вибровозбудителя *8* подают напряжение синусоидальной формы и резонансной частоты, под действием которого вибровозбудитель, изменяя свои геометрические размеры, возбуждает ультразвуковые колебания в концентраторе *5*. При выполнении концентратора в виде круглого стержня с экспоненциально изменяющимся сечением коэффициент трансформации колебаний может достигать ≈10.

Выходной торец концентратора *5* поджат к внутреннему торцу концентратора *2*, что обеспечивает возбуждение в нем ультразвуковых колебаний. Внутренняя поверхность концентратора *2* выполнена в виде конического и цилиндрического участков, что позволяет получить коэффициент трансформации ≈10.

Общий коэффициент трансформации колебательной системы из двух концентраторов может достигать 100, причем за счет размещения концентратора второй ступени совместно с пьезокерамическим вибровозбудителем внутри концентратора *2* повышение коэффициента трансформации достигают без увеличения размеров устройства. Этим же решением пьезокерамический вибровозбудитель выводят из зоны непосредственного силового воздействия прессового оборудования.

Выводы

1. Разработанное устройство для ультразвуковой запрессовки позволяет повысить эффективность сборки за счет существенного увеличения коэффициента трансформации колебаний путем рационального размещения колебательного оборудования.

2. Выведение возбудителя колебаний из зоны непосредственного силового воздействия прессового оборудования стабилизирует частоты колебаний и предотвращает механическое разрушение пьезокерамических пластин.

Список литературы

1. **Гречищев Е.С., Ильяшенко А.А.** Соединения с натягом: Расчеты, проектирование, изготовление. М.: Машиностроение, 1981. 247 с.

2. **Нерубай М.С., Калашников В.В., Штриков Б.Л., Яресько С.И.** Физико-технологические методы обработки и сборки. М.: Машиностроение–1, 2005. 396 с.

3. **Шуваев В.Г.** Формирование прессовых соединений гарантированного качества при ультразвуковой сборке // Сборка в машиностроении, приборостроении. "Машиностроение", 2004. № 10. С. 28–31.

4. **Патент** РФ 2192343, Кл. В 23 Р 19/033, 10.11.2002. Вибрационное устройство для запрессовки / В.М. Колокольцев, В.Г. Шуваев.

УДК 621.01.001

В.В. Микитянский, *д-р техн. наук,*
Л.М. Микитянская, *канд. техн. наук (Астраханский ГТУ)*

К вопросу об общей теории точности станочных приспособлений

Показано влияние станочных приспособлений на точность технологических процессов. Рассмотрен вопрос о понимании точности приспособлений и изложен новый подход к составу и содержанию погрешностей, вносимых самим приспособлением. Впервые выделена новая группа погрешностей, связанная с динамическими характеристиками конструкции приспособления, предложена общая классификация погрешностей, разработан укрупненный алгоритм расчета точности деталей при проектировании.

Важнейшими элементами в технологической системе любых станков являются станочные приспособления (СП), которые, наряду с другими механизмами и узлами, оказывают значительное влияние на точность и производительность изготовления деталей. От них зависят применяемые режимы резания, затраты вспомогательного времени, жесткость и виброустойчивость технологической системы, точность базирования и расширение технологических возможностей оборудования. Следовательно, одной из важных народно-хозяйственных задач является всемерное сокращение сроков проектирования, изготовления и внедрения новых высококачественных СП.

Вопросы создания оснастки для обеспечения выполнения технологических процессов разработаны в современной технологической литературе достаточно широко [1, 2], однако методы проектирования оснастки изучены в отрыве от характеристик технологической системы, без учета динамики процессов и явлений, происходящих в системе при резании.

Известно, что при выполнении технологических процессов резания на металлорежущих станках возникают колебания различной природы, частоты и амплитуды, оказывающие ощутимые воздействия на качественные результаты обработки изделий: точность размеров, шероховатость, точность относительного расположения поверхностей и т.д., что во многом определено технологической оснасткой, параметрами СП.

Одним из важнейших параметров изготовления деталей машин является их точность. Как известно, *точность изготовления деталей характеризуют двумя группами основных показателей*.

К первой группе относят точность поверхности обработки по размерам, геометрической форме, шероховатости относительно других поверхностей детали, по координирующему размеру до допустимой соосности, параллельности, перпендикулярности и др.

Вторая группа точности обработки оказывает весьма существенное влияние на качество сборки и эксплуатации данной детали и всецело зависит от точности приспособлений, в которых производят обработку [2].

Относительное расположение поверхностей обрабатываемой заготовки, как один из элементов понятия точности, зависит не только от работы станка, но, главным образом, от положения заготовки относительно частей станка и режущего инструмента, т.е. от точности ее установки.

Изучение погрешностей установки следует проводить по схеме, аналогичной изучению погрешностей обработки. При этом необходимо учесть упругие деформации, износ приспособления, точность базирования, а в некоторых случаях – нагревание приспособления, погрешности при его настройке и т.д. Кроме того, вопросы установки тесно связаны с вопросами закрепления деталей.

Погрешность приспособления – характеристика конструкции приспособления. Это суммарный фактор, определяющий положение заготовки, исходя из конструктивной схемы приспособления и его погрешностей при условии надежного сохранения координирующих размеров обработки как в момент установки, так и в процессе обработки (рис. 1).

Если погрешность установки, как правило, рассматривают до начала процесса обработки, то по-

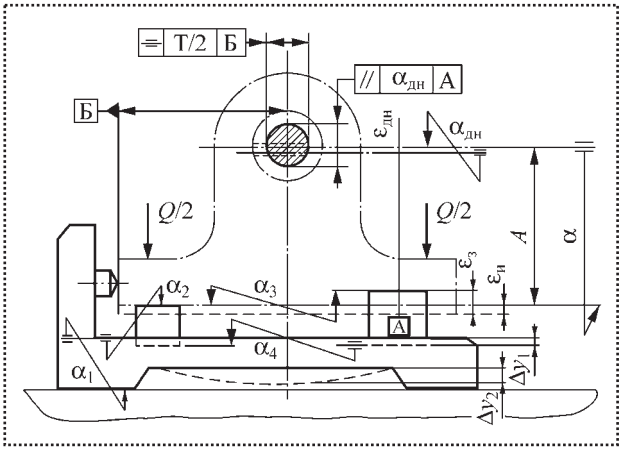


Рис. 1. Схема образования погрешностей установки на расточной операции:
$\varepsilon_{дн}$ – динамическая погрешность: поле рассеяния положения оси обрабатываемого отверстия под действием колебаний технологической системы в процессе резания; $\varepsilon_з$ – погрешность закрепления: поле рассеяния размера A под действием переменных сил закрепления Q при установке партии заготовок для обработки; $\varepsilon_и$ – погрешность, вызванная износом установочных элементов приспособлений; Δy_1 – погрешность, вызванная деформацией в стыке "заготовка – опоры приспособления"; Δy_2 – погрешность, вызванная деформацией конструкции приспособления (например, прогиб базовой плиты, показанный пунктиром); α_1, α_2, α_3, α_4 $\alpha_{дн}$ – переносы на угол α всех базовых поверхностей элементов приспособления при воздействии выше перечисленных погрешностей

грешность приспособления следует рассматривать в динамике на протяжении всего процесса обработки, так как динамические характеристики самой конструкции приспособления (такие, как масса, упругие свойства, собственные частоты, демпфирующие свойства, условия трения и т.п.) могут оказывать существенное влияние на динамические явления во всей технологической системе и на изменение положения заготовки во времени.

Исходя из производственных наблюдений и проведенных исследований состава погрешностей, связанных с приспособлением, следует считать, что сумма всех погрешностей, связанных с приспособлением и влияющих на общую погрешность $\varepsilon_у$ установки равна

$$\varepsilon_{пр\Sigma} = \sum_{i=1}^{n} \varepsilon_{ст} + \sum_{i=1}^{n} \varepsilon_{дн},$$

где $\varepsilon_{ст}$ – статическая погрешность положения заготовки;

i – элемент приспособления, влияющий на возникновение погрешностей $\varepsilon_{пр}$ всех n возможных элементов.

Такое представление состава погрешностей, связанных с приспособлением (рис. 2), позволяет выделить и оценить влияние динамических процессов в технологической системе на точность обработки и способствует решению вопросов ее повышения.

Состав статических погрешностей положения заготовки, влияющих на точность расположения обрабатываемой поверхности, довольно разнообразен и зависит от конкретной схемы установки и конструкции приспособления.

В процессе эксплуатации и выполнения технологических операций возникает ряд явлений в приспособлении, как части общей системы СПИД (станок–приспособление–инструмент–деталь), которые изменяют положение заготовки, приданное ей в момент установки, вызывая тем самым дополнительные погрешности установки.

Одним из условий получения деталей высокого качества и заданной точности следует считать высокие динамические качества технологической системы и упругие свойства приспособлений. Будучи функционально связанным, они решают одну задачу – достижение заданной точности обработки.

В то же время, приспособления обладают известной автономностью: одно и то же приспособление может быть установлено на разных станках. Поэтому представляется целесообразным выделить его из общей технологической системы и определить специфические погрешности с ним связанные.

Динамические качества особенно проявляются при близости собственных частот его элементов и элементов главного контура динамической системы через воздействие парциальных колебательных систем.

Имея в виду указанную автономность приспособлений, считаем, что приспособления должны иметь специфические, характерные только для них, показатели динамического качества, а именно:

1. Динамическую жесткость, приведенную к положению закрепленной заготовки.

2. Динамическую точность как способность приспособления обеспечивать и сохранять заданное положение заготовки в процессе обработки.

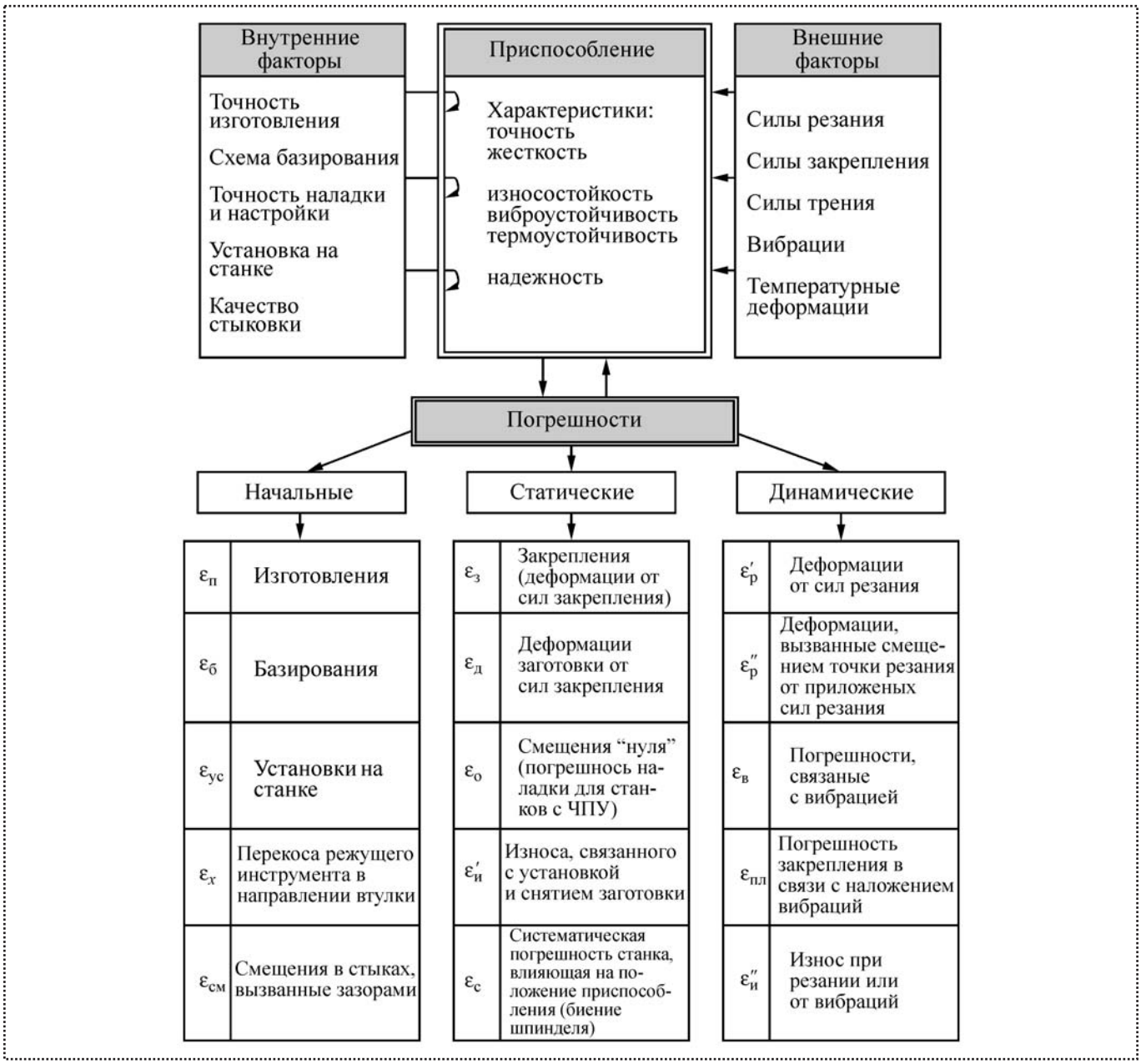


Рис. 2. Параметры точности станочного приспособления

Динамические явления в приспособлениях вызывают погрешности положения заготовки, являющиеся составляющими общей погрешности установки, которые можно разделить на *собственные* и *вынужденные*.

Источниками *собственной динамической погрешности* являются элементы конструкций приспособлений, выступающие как инерционные, упругие и демпфирующие элементы, характеризуемые определенными параметрами (массой, моментом инерции, коэффициентом демпфирования, контактной жесткостью и т.д.). К собственным погрешностям приспособлений следует отнести $\varepsilon_и$ – погрешность износа базовых элементов, изменяющую положение заготовки с течением времени и $\varepsilon_в$.

Подводя итоги обзора всех погрешностей установки, следует отметить, что большинство из них поддается в настоящее время строгому математическому расчету, а их формализация позволяет создать алгоритмы и расчетные программы для ЭВМ и вплотную подойти к проблеме определения точности приспособлений.

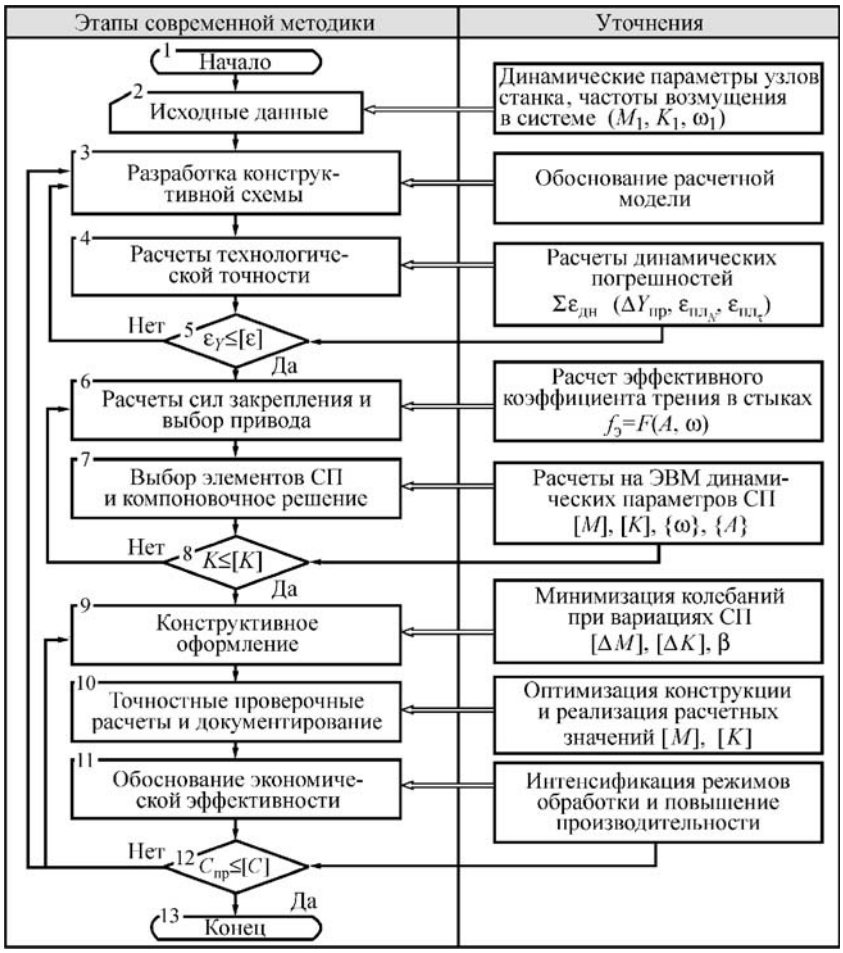


Рис. 3. Укрупненный алгоритм конструирования СП и разработанные уточнения
M_i, K_i, ω_i, A_i, β – динамические характеристики i-х элементов приспособления: масса, жесткость, частота колебаний, амплитуда колебаний и динамическая податливость данной конструкции при наложении всех видов колебаний соответственно; [M], [K], {ω}, {A} – матрицы возможных значений массы, жесткости, частоты и амплитуды колебаний конструкции соответственно; [ε] – допустимое значение общей погрешности установки; $C_{пр}$ – производительность реального приспособления; $[C]_{пр}$ – заданная производительность приспособления; $\varepsilon_{пл\,n}$, $\varepsilon_{пл\,\tau}$ – нормальная и тангенциальная составляющие погрешности закрепления, связанной с наложением вибраций

Общая схема конструирования может быть представлена в виде итерационного процесса (рис. 3), каждый этап которого требует уточнения и разработки частных расчетных методик для учета динамических явлений.

Кроме известных технологических исходных данных, необходимо знание динамических характеристик станка и частот возмущений процесса резания на данной операции. На этапе сбора исходных данных необходимо укрупненное определение собственных частот колебания проектируемой схемы приспособления, чтобы предусмотреть надежное удаление системы из зоны резонанса.

Расчеты технологической точности должны быть уточнены вводом динамических составляющих погрешностей.

Силы закрепления должны рассчитываться с эффективным коэффициентом трения.

Окончательное компоновочное решение может быть принято только после анализа влияния конструкции приспособления на динамику всей технологической системы.

Окончательное конструктивное решение может быть принято только на основе расчетных параметров основных базовых элементов приспособлений и их конструктивных размеров, обеспечивающих необходимую виброустойчивость системы и заданные точность и производительность обработки.

Уточнение современной методики конструирования приспособлений с учетом динамики процесса обработки и параметров станка представляет собой сложную параметрическую задачу.

Выводы

♦ Колебания, возникающие при обработке резанием, имеют значительные амплитуды и существенно влияют на качество и производительность обработки.

♦ Приспособления влияют на динамическое поведение технологической системы, ее производительность и качество обработки. Выдвигается гипотеза о возможности воздействия на динамические характеристики системы рациональным выбором параметров приспособления, при этом колебания в технологической системе оказывают влияние на следующее:

- точность и качество обработки;
- надежное закрепление заготовки.

Список литературы

1. **Корсаков В.С.** Основы проектирования станочных приспособлений. М.: Машиностроение, 1987. 220 с.

2. **Микитянский В.В.** Точность станочных приспособлений. М.: Машиностроение, 1984. 180 с.

3. **Микитянский В.В. и др.** Станочные приспособления. Конструкторско-технологические свойства. М.: Машиностроение, 1990. 280 с.

А.Н. Дерли, *канд. техн. наук (ОрелГТУ),* **Д.Д. Евсеев** *(ЗАО "Пульс-О");*
А.С. Тарапанов, *д-р техн. наук (ОрелГТУ),* **Г.А. Харламов**, *д-р техн. наук*

Особенности конструкции фрезы для обработки поверхностей с переменным профилем и твердостью

Предложен вариант дисковой фрезы с адаптирующим элементом для обработки поверхностей с переменными профилем и твердостью.

В современном машиностроении обработка поверхностей со сложным профилем занимает все большие объемы машинного времени, что требует применения новых конструкций инструментов и интенсификации режимов обработки.

Одной из форм поверхностей со сложным профилем являются поверхности качения колесных пар.

Анализ методов обработки колесных пар, проведенный на основе математического отображения схем резания [1, 2], показал, что наиболее эффективным является фрезерование твердосплавными дисковыми фрезами.

При теоретических исследованиях распределения толщины срезаемого слоя по длине режущих кромок и зависимостей удельных сил резания были выявлены значительные колебания сил резания. Процесс осложняется дополнительными ударными нагрузками, вызванными механическими и термомеханическими повреждениями обрабатываемой поверхности, которые имеют место при восстановлении профиля колесных пар [3]. Такой характер обработки создает условия для быстрого износа и разрушения режущих элементов инструмента.

Для устранения вышеприведенных недостатков процесса обработки поверхности качения колесных пар предложена конструкция адаптирующейся фрезы [4].

Адаптирующаяся фреза (рис. 1) содержит корпус *1*. В корпусе расположены резцы *2*. Круглые режущие пластины *3* из твердого сплава имеют механическое крепление и демпфирующий элемент – шайбообразную гофрированную пружину *4*. Корпус *1* имеет радиальные пазы *5* трапецеидальной формы, расширяющиеся к оси вращения. Их поверхности облицованы бронзовыми пористыми самосмазывающимися пластинами *6, 7* и *8*, выполняющими функции подшипников скольжения.

Плоскопараллельные пластины *6* и *7* закреплены на корпусе неподвижно. Боковая пластина *8* выполнена в виде клина с углом α. Она подвижна и служит для регулировки зазоров между резцами *2* и пластинами *6, 7* и *8*.

Регулировку зазоров осуществляют с помощью винта *9*, ввернутого в резьбовое отверстие. Его ось проходит по плоскости касания клиновидной пластины *8* с корпусом *1* под углом α к оси вращения и половина просверлена в пластине *8*, а другая половина – в корпусе *1*. При этом резьба нарезана только в корпусной половине отверстия. Половина просверленного отверстия в пластине *8* является глухой, резьбовая половина отверстия в корпусе *1* – сквозной. При регулировке винт *9* упирается в торец глухого отверстия пластины *8* и заставляет ее перемещаться в продольном направлении.

Резцы *2* установлены в корпусе *1* на пластинах *6, 7* и *8* по переходной посадке и удерживаются в нем крышками *10* и *11*.

Крышка *10* крепится к корпусу *1* непосредственно винтами *12*, а крышка *11* – через шайбообразную гофрированную пружину *4* винтами *12*. При этом выступы гофр пружины *4* должны кон-

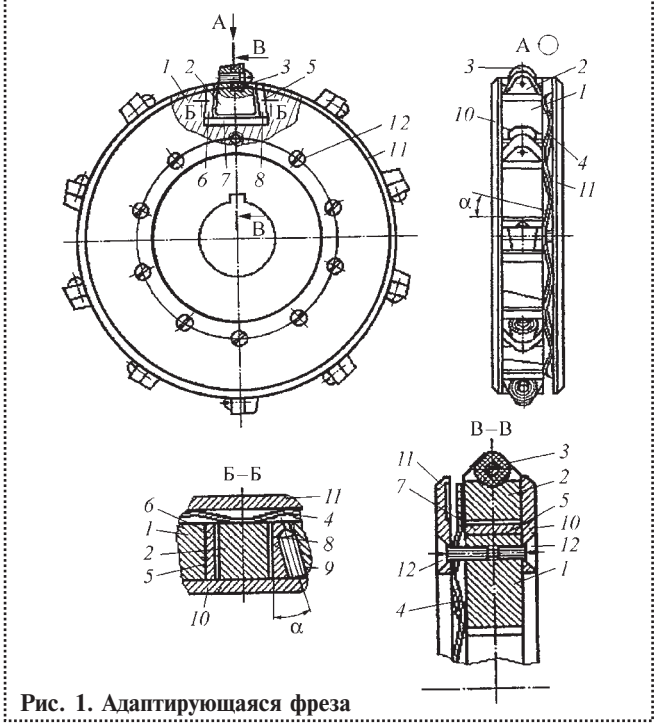


Рис. 1. Адаптирующаяся фреза

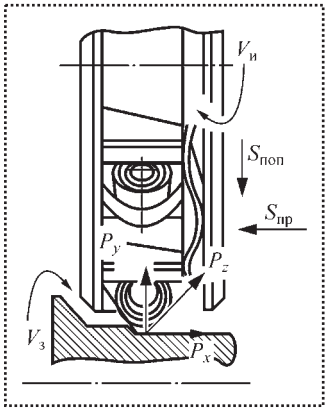


Рис. 2. Схема сил, действующих на фрезу

тактировать с резцами *2*. Натяг упругого элемента *4* обеспечивают винты *12*.

Предлагаемая сборная фреза самоадаптируется к неоднородности обрабатываемого материала, колебаниям величины припуска и термомеханическим повреждениям, снижая ударные нагрузки на зубья инструмента в процессе обработки, что повышает долговечность режущих элементов.

По методике, основанной на обобщенном математическом отображении схемы резания, для режимов резания, обеспечивающих заданную производительность, рассчитывают составляющую P_x силы резания (рис. 2) [2]. По зависимостям теории сопротивления материалов устанавливают натяг упругого элемента.

Дополнительная степень свободы позволяет зубу под действием силы резания, превышающей заданную величину P_x, перемещаться по направляющим пластинам в осевом направлении, контактируя с упругим элементом и преодолевая его сопротивление. После выхода из контакта с обрабатываемой заготовкой упругий элемент возвращает зуб в исходное положение. Боковая направляющая пластина, выполненная клинообразной и подвижной, позволяет выбирать и регулировать технологические зазоры.

Фреза предназначена для обработки профиля поверхности качения колесных пар железнодорожного транспорта. Однако данная конструкция может быть эффективно использована для фрезерования любых поверхностей различных заготовок.

В момент врезания в месте повышенной твердости поверхности заготовки происходят осевое смещение режущего лезвия за счет изгиба упругой гофры пружины и уменьшение ширины снимаемой стружки, что обеспечивает плавность процесса врезания и переход кинетической энергии удара в потенциальную энергию изгиба упругой пружины.

После выхода зуба из контакта с обрабатываемой поверхностью деформированный до этого упругий элемент приходит в свое первоначальное состояние, возвращая зуб в исходное положение.

Благодаря наличию упругих элементов в конструкции фрезы и осевому смещению зуба за счет изгиба упругой гофрированной пружины, обеспечивается плавно-прерывистый контакт зубьев фрезы с термомеханическими повреждениями обрабатываемой поверхности.

Для экспериментальной апробации конструкции фрезы обрабатывали поверхность качения колесной пары с термомеханическими повреждениями. Диаметр заготовки колес 1009 мм. Обработку проводили в один проход, глубина фрезерования 7 мм. Перед механической обработкой поверхности качения провели индукционный отжиг, средняя твердость по кругу качения после термообработки составила 289 НВ. Материал колеса – Ст. 2 (ГОСТ 10791–2004). Режимы механической обработки: скорость вращения заготовки колеса $v_з$ = 5 м/мин ($n_з$ = 1,6 мин$^{-1}$); скорость резания $v_и$ = 342 м/мин ($n_и$ = 320 мин$^{-1}$); подача на оборот S_0 = 2,7 мм/об., число зубьев z = 10; наружный диаметр фрезы 340 мм; чашечные пластины RPUX2710MO из твердого сплава Т14К8. Обработка проводилась на модернизированном колесотокарном станке мод. КЖ 1836.

Выводы

1. Расчеты составляющих силы резания на стадии проектирования дают возможность предварительно определить натяг демпфирующего элемента и настроить его таким образом, чтобы в режиме нормальной работы резцы с твердосплавными пластинами не отклонялись от обрабатываемой поверхности, а при критических повышениях силы резания пластины выводились из зоны резания.

2. Применение демпфирующего элемента, тарельчатой пружины, позволяет уменьшить износ твердосплавных пластин и снизить вероятность их разрушения. Предложенная адаптирующая фреза имеет стойкость в 2,1–2,5 раза выше стойкости стандартной твердосплавной дисковой фрезы при одинаковой производительности.

Список литературы

1. **Евсеев Д.Д., Тарапанов А.С., Харламов Г.А.** Математическое отображение кинематических схем резания для механической обработки поверхности катания колесных пар // Современные проблемы подготовки производства, обработки и сборки в машиностроении и приборостроении: Материалы 3-го Международного научно-технического семинара, г. Свалява – Киев: АТМ Украины. 2003. С. 43–46.

2. **Харламов Г.А., Тарапанов А.С.** Теория проектирования процессов лезвийной обработки. М.: Машиностроение, 2003. 252 с.

3. **Богданов А.Ф. и др.** Восстановление профиля поверхности катания колесных пар: Учебное пособие // А.Ф. Богданов, И.А. Иванов, М. Ситаж. СПб.: ПГУПС, 2000. С. 44.

4. **Пат. РФ, МПК В 23 С 5/00.** Адаптирующаяся фреза / Ю.С. Степанов, А.С. Тарапанов, Г.А. Харламов и др. (РФ). № 2253548; Заявл. 02.03.2004 г.; Опубл. 10.06.2005 г.

Ю.Н. Сараев, *д-р техн. наук,* **В.П. Безбородов**, *канд. техн. наук,*
Ю.В. Селиванов, **И.В. Никонова** *(г. Томск)*

Влияние режимов наплавки покрытий на коррозионную стойкость в кислых средах сварных соединений аустенитных сталей*

Представлены результаты исследований повышения коррозионной стойкости сварных соединений из коррозионно-стойких (нержавеющих) сталей в азотных средах.

Введение

Коррозионные испытания сталей, используемых для изготовления оборудования, работающего в условиях применения кислых сред, необходимы замены выходящих из строя фрагментов и продления тем самым срока службы оборудования в целом. Особенно сильно подвержены коррозионным процессам сварные соединения стенок этих агрегатов, изготовленные из коррозионно-стойких (нержавеющих) сталей.

До настоящего времени в промышленности используют изделия технологического оборудования со сварными соединениями, полученными ручной дуговой сваркой (РДС) плавящимися электродами и механизированной сваркой. При реализации указанных процессов перенос наплавляемого металла осуществляют сериями коротких замыканий. При этом отделение капли расплавленного металла с торца электрода и ее перенос в сварочную ванну происходят при высоком уровне сварочного тока. Это обусловливает нестабильность процессов в дуговом промежутке и повышенное разбрызгивание электродного металла, что в конечном счете ухудшает эксплуатационные свойства сварных соединений [1].

Практика показала, что в процессе длительной эксплуатации оборудования, работающего в активных кислых средах, коррозионный износ металла составляет около 0,1 мм/год. Коррозионные же разрушения сварных соединений достигают 4...5 мм/год. Они, как правило, выражены в виде очень опасной разновидности межкристаллитной коррозии – ножевой коррозии, наблюдаемой как в околошовной зоне основного металла, так и в металле сварного шва. В некоторых случаях коррозия приводит к сквозному разрушению стенки агрегата.

В настоящее время восстановление поврежденных сварных соединений сталей на действующем оборудовании производят ручной аргонодуговой сваркой (РАДС) неплавящимся электродом. Восстановительный ремонт поврежденных коррозией участков сварных соединений заключается в нанесении на них способом наплавки защитного покрытия. Этот технологический процесс сопровождается большим тепловложением в зону сварного соединения [2], снижает защитный эффект от нанесения наплавленного покрытия, способствует проявлению коррозионных разрушений в этой зоне – ножевой коррозии.

В целях повышения эксплуатационных свойств сварных соединений сталей в работе был использован метод импульсно-дуговой наплавки на сварное соединение. Известно, что данный метод наплавки резко снижает тепловложение в зону сварного соединения, влияет на структуру и свойства сварных соединений из различных сталей [3]. Однако в литературе отсутствуют данные о структуре металлов наплавленного покрытия и сварного соединения из коррозионно-стойких сталей и их коррозионных свойствах в азотно-кислых средах.

В статье дан анализ влияния используемых технологических приемов и импульсного метода нанесения покрытий для повышения коррозионной стойкости сварных соединений из коррозионностойких сталей в азотнокислых средах.

Материал и методы исследований

Для проведения исследований были изготовлены сварные соединения пластин из стали аустенитного класса 12Х18Н10Т размерами 300×150×10 мм. Формирование сварных соединений осуществлялось РДС электродами ОЗЛ-36 диаметром 3 мм в три прохода.

Защитные покрытия на сварные соединения наносились ручным аргонодуговым (РАД), стацио-

*Обработка металлов. 2007. № 2(35).

нарным и импульсным методами наплавки. При нанесении наплавленного покрытия РАД методом в качестве присадочного материала применяли проволока Св01Х19Н9 диаметром 2 мм, а стационарным и импульсным методами – электроды марки ОЗЛ-39 диаметром 3 мм.

Оценки коррозионного износа исследуемых сварных соединений проводили по ускоренному методу [4]. Такие испытания рекомендованы для контроля качества сварного соединения и оценки его склонности к ножевой коррозии.

Испытательной средой служил водный раствор 10 % HNO_3 + 3 % HF. Испытания проводились при температуре среды 95 °С. В этих условиях увеличивается скорость перемешивания объема раствора и облегчается подвод окислительных компонентов к поверхности проб. Испытания состояли из 8 циклов продолжительностью 6 ч каждый.

В реальных условиях эксплуатации сварного соединения продукты коррозии постоянно уводятся из рабочего раствора, поэтому в ходе лабораторных испытаний в каждом цикле использовали свежеприготовленный раствор. Коррозионные испытания проб размерами 80×15×10 мм со сварными швами проводили в условиях, максимально приближенных к условиям эксплуатации оборудования.

Реальные условия эксплуатации сварных соединений моделировали как с полным погружением проб в жидкую среду так и частичным – на уровне ватерлинии при воздействии рабочей жидкости и газовой фазы. В жидкости и на ватерлинии размещали по три пробы каждого сварного соединения.

Коррозионную стойкость оценивали по изменению веса проб с помощью аналитических весов типа ВЛР-200. Регистрацию коррозионных разрушений поверхностных слоев проб производили по изменению макроструктур сварных швов и зоны термического влияния (ЗТВ). Исследования структур сварных соединений и наплавленных покрытий проводили с помощью оптического микроскопа Axiovert 200 MAT и камеры AxioCam HRc фирмы Carl Zeiss, регистрировали посредством программы AxioVision Rel 4.4. Фазовый состав исходных образцов определяли на рентгеновском дифрактометре ДРОН-УМ1 с фильтрованным K_α(Cu) излучением. Структуру сварных соединений и наплавленных покрытий выявляли с помощью реактива, состоящего из 10 мл азотной кислоты, 20 мл соляной кислоты, 20 мл глицерина и 10 мл перекиси водорода (30%-ной).

Результаты и их обсуждение

Исследования микроструктуры и рентгеноструктурный анализ исходных образцов показали, что исследуемая сталь имеет аустенитно-ферритную структуру. Феррит представляет собой выделения в виде строчек. Содержание феррита не превышает 3...5 %. Структура металла сварного шва, сформированного посредством РДС, представляет собой столбчатые дендриты, которые проходят через несколько слоев, а иногда через весь сварной шов. В заполняющем слое сварного шва и ближе к обратному валику ширина и длина дендритов может достигать 20 мкм и 500 мкм соответственно.

Поверхность покрытия, нанесенного на сварное соединение посредством РАД наплавки со скоростью 10 м/ч, представляет собой мелкие чешуйки с высотой гребней около 0,3 мм. На поверхности этого покрытия видимых дефектов не наблюдается.

При скорости нанесения покрытия 25 м/ч, выполненного стационарным способом, наплавленная поверхность имеет высоту гребней чешуек около 1,1 мм. При этом наблюдаются межваликовые несплавления.

Структура наплавленного металла, полученного методом импульсно-дуговой наплавки, представлена в виде мелкодисперсных зерен. Протяженность ЗТВ в 1,5 раза меньше, а размер зерен в ней в 2,5 раза меньше, чем после наплавки стационарным методом. Однако при этом наблюдались отдельные дефекты в наплавленном металле в виде несплавлений как отдельных валиков, так и с основным металлом.

Указанные дефекты недопустимы при эксплуатации оборудования, работающего в условиях радиохимического производства [5]. Их появление связано с "холодным" состоянием наплавляемой поверхности.

Попытки исключить появление этих дефектов увеличением погонной энергии (путем увеличения продолжительности $t_и$ или силы тока $I_и$ импульса, а также одновременного увеличения обоих параметров) (рис. 1) привели к формированию более широкой ЗТВ наплавленного покрытия.

Анализ влияния модуляции тока наплавки повышенной частоты (30...100 Гц) и амплитуды 200 А, проведенный в работе Хофта [6], показал, что возникает высокая удельная тепловая энергия. Известно также, что при сварке модулированным током воздействие дуги на металл определяют параметрами тока в импульсе. Кроме того, применение при сварке модулированным током высоких амплитудных значений тока в импульсе обусловли-

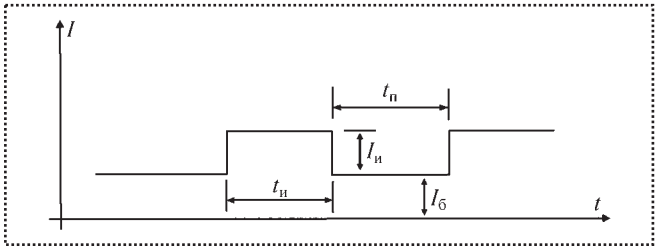


Рис. 1. Алгоритм изменения тока наплавки:
$I_и$ – рабочий ток импульса; $I_б$ – базовый ток; $t_и$ – время рабочего импульса; $t_п$ – время паузы

вает повышенное воздействие дуги на металл и также высокую удельную тепловую энергию. Это позволяет, изменяя параметры импульсов тока, в широких пределах регулировать условия формирования сварного шва [3].

Для определения таких условий были проведены экспериментальные исследования по нанесению покрытий с использованием на интервале импульсного изменения энергетических параметров режима дополнительного "активирующего" импульса. Это позволило получить покрытия с дисперсной структурой, уменьшить ЗТВ и полностью исключить образование несплавлений металла наплавки с основным металлом и с металлом сварного соединения.

Анализ зависимостей изменения веса проб от времени коррозионных испытаний в рабочей жидкости и на ватерлинии позволяет утверждать, что, независимо от местонахождения образцов, снижение их веса обусловлено, в первую очередь, технологией нанесения защитного покрытия (рис. 2). Наиболее активно происходит коррозионный износ проб сварных соединений с покрытием после РАД наплавки (см. рис. 2, зависимость *1*). Это обусловлено грубой структурой наплавленного металла.

Скорость коррозии проб, наплавленных импульсным режимом, значительно выше, чем наплавленных при постоянном токе (см. рис. 2, зависимости *2* и *3*). Это обусловлено наличием многочисленных дефектов наплавки в виде несплавлений наплавленного металла. По этим полостям в ходе коррозионных испытаний проникает агрессивная среда, увеличивается скорость коррозионных разрушений в целом.

Введение дополнительного активирующего импульса тока позволяет обеспечить надежное сплавление металлов сварного соединения и наплавленного покрытия, уменьшить потерю веса при коррозионных испытаниях и скорость коррозионного износа (см. рис. 2, *а* и *б*, зависимость *4*).

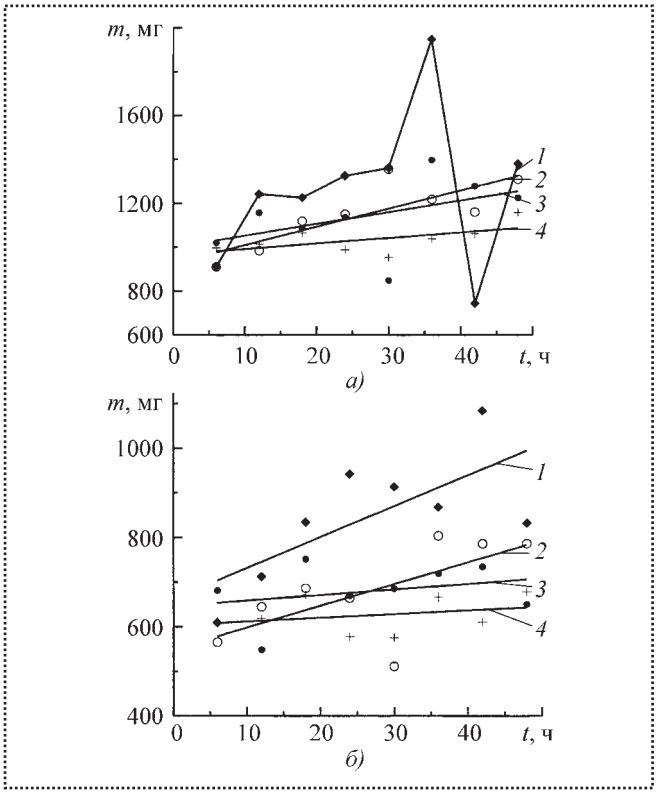


Рис. 2. Зависимость снижения веса *m* проб от времени коррозионного испытания *t*:
а – в рабочей жидкости; *б* – на ватерлинии; *1* (◆) – РАД; *2* (•) – на постоянном токе; *3* (○) – импульсно-дуговым методом; *4* (+) – импульсно-дуговым методом с дополнительным активирующим импульсом

Поскольку в процессе испытаний проб сварных соединений с наплавленными покрытиями участок непосредственного контакта рабочей среды с зоной сплавления имел сравнительно малые размеры, полученных данных недостаточно для суждения об изменении коррозионной стойкости зоны сплавления. В отечественных и зарубежных научно-технических публикациях отсутствуют сведения о влиянии измельчения зерна зоны сплавления на коррозионную стойкость.

В связи с этим были проведены коррозионные испытания проб сварных соединений после удаления наплавленных покрытий механическим способом. Это позволило обеспечить максимальный контакт зоны сплавления с агрессивной средой. Для имитации наиболее жестких (агрессивных) условий работы сварного соединения в химическом производстве была выбрана испытательная среда, состоящая из 65 % раствора азотной кислоты в воде. Испытания были разбиты на 8 циклов с продолжительностью 30 ч каждый.

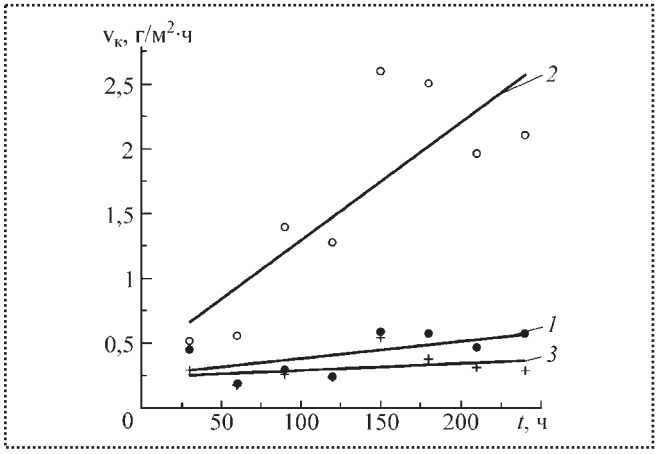


Рис. 3. Зависимость скорости коррозии $v_к$ от времени испытания *t*; наплавка покрытия выполнена:
1 (•) – РАД, $v_{ср1}$ = 0,47 г/м^2 · ч; *2* (○) – на постоянном токе, $v_{ср2}$ = 1,97 г/м^2 · ч; *3* (+) – импульсно-дуговым методом с дополнительным активирующим импульсом, $v_{ср3}$ = = 0,32 г/м^2 · ч

Поскольку при формировании наплавленного металла импульсно-дуговым методом фиксировались дефекты в виде несплошностей, такие образцы не использовались для коррозионных испытаний.

Анализ зависимостей скорости коррозии зоны сплавления от времени испытаний (рис. 3) показал, что наиболее подвержены коррозии пробы, наплавленные при постоянном токе (см. рис. 3, кривая *2*). Эти пробы в значительной степени поражены ножевой коррозией в ЗТВ наплавленного покрытия и в металле шва.

На пробах сварного соединения с покрытием, нанесенным с помощью РАД наплавки, наблюдается начальная стадия ножевой коррозии. В зоне сплавления образцов, наплавленных импульсно-дуговым методом с дополнительным активирующим импульсом, видимых коррозионных поражений не наблюдается. Коррозионные разрушения в основном формируются в ЗТВ металла сварного шва.

Эти результаты хорошо согласуются с данными, приведенными на рис. 3. Анализ показывает, что введение дополнительного активирующего импульса позволяет снизить среднюю скорость коррозии соединений по сравнению с полученными стационарным режимом и РАД методом в 6,2 и 1,5 раза соответственно.

Причем коррозионные разрушения проб, наплавленных импульсно-дуговым методом с дополнительным активирующим импульсом, в основном связаны с коррозией металла сварного шва в области линии сплавления и ЗТВ (см. рис. 3). Это позволяет предполагать высокую стойкость металла околошовной зоны в реальных условиях эксплуатации, так как с агрессивной средой будет контактировать только наплавленный металл.

Результаты анализа коррозионных испытаний проб сварных соединений после удаления наплавленного покрытия показали значительное повышение коррозионной стойкости зоны сплавления этих соединений при нанесении покрытий, выполненных импульсно-дуговым методом, использующим наложение дополнительного активирующего импульса тока.

Выводы

1. Использование технологического процесса импульсно-дуговой наплавки с дополнительным "активирующим" импульсом позволяет при минимальном тепловом воздействии на шов и ЗТВ сварных соединений аустенитных сталей формировать на них защитные покрытия с дисперсной и плотной структурой.

2. Покрытия с мелкодисперсной структурой, полученные методом импульсно-дуговой наплавки с дополнительным "активирующим" импульсом, позволяют в 1,5–6 раз снизить скорость коррозии в активных радиомеханических средах сварных соединений аустенитных сталей.

3. Импульсный технологический процесс наплавки на сварные соединения аустенитных сталей с дополнительным "активирующим" импульсом может быть эффективно использован для ремонта и защиты от коррозии оборудования химической и радиохимической промышленности.

Список литературы

1. **Сараев Ю.Н.** Адаптивные импульсно-дуговые методы механизированной сварки при строительстве магистральных трубопроводов // Сварочное производство. 2002. № 1. С. 4–11.

2. **Фоминых В.П., Яковлев А.П.** Ручная дуговая сварка. Изд. 7-е исправленное и доп. М.: Высшая школа, 1986. 366 с.

3. **Азаров Н.А.** Разработка скоростного процесса сварки модулированным током корневых слоев шва трубопроводов электродами с основным видом покрытия: Дис... канд. техн. наук. М., 1988. 210 с.

4. **ГОСТ** 6032–2003. Стали и сплавы коррозионно-стойкие. Методы испытаний на стойкость к межкристаллитной коррозии. Взамен ГОСТ 6032–89. М.: Изд-во стандартов, 2003. 68 с.

5. **ОСТ** 95 39–2002. Стандарт отрасли. Оборудование для работы с радиоактивными средами. Сварные соединения. Правила контроля. Взамен ОСТ 95 39–91. М.: Изд-во стандартов, 2002. 31 с.

6. **Hoft D.** Versuche und Entwi cklungen beim Metall-Lichtbogens chweissen mit Stromi mpulsen // Maschinenmarkt. 1977. (83). № 78. S. 1534–1537.

Р.Б. Марголит, *канд. техн. наук,* **О.А. Терехова**
(Рязанский станкостроительный завод)

Снижение вынужденных колебаний в приводах станков

Рассмотрен новый подход к снижению вынужденных колебаний в приводах главного движения металлорежущих станков, связанных с дисбалансами его элементов. Основываясь на новых возможностях технологии токарной обработки тел вращения на станках с ЧПУ, предложено заменить балансировку точной обработкой всех поверхностей. Разработана параметрическая модель, позволяющая подсчитать допустимую величину биения исходя из размеров деталей.

The authors have reviewed a new approach to decrease of induced oscillations in the main motors of metal-cutting machines which are caused by out-of-balance condition of the machine elements. The authors propose to replace the balancing adjustment of the rotation body with precise machining of all its surfaces, which is based on the new process possibilities for machining workpieces with CNC lathes. A parametric simulation has been developed for calculation of permissible runouts with regard to the workpiece dimensions.

Вынужденные колебания при резании на металлорежущих станках негативно влияют на условия работы технологической системы и качество обработанных поверхностей.

Вынужденные колебания в приводах главного движения станков чаще всего обусловлены несбалансированностью роторов электродвигателей, шкивов ременных передач, валов и зубчатых колес коробок скоростей, шпинделей, планшайб и зажимных патронов. Это заставляет выполнять балансировку перечисленных элементов привода одним из трех известных способов.

1. Статическая балансировка на стендах с вращающимися роликами или горизонтальными валиками.

2. Статическая или динамическая балансировка на специальных балансировочных станках.

3. Балансировка непосредственно на смонтированных станках роторов электродвигателей, шкивов, шпинделей и зажимных устройств в сборе.

Дисбаланс уменьшают добавлением, удалением или перемещением одной или нескольких корректирующих масс, создающих дисбаланс, равный по величине, но направленный под углом 180° к исходному дисбалансу.

При статической балансировке центр масс детали приводят на ось ее вращения. При динамической балансировке условно разделяют балансируемую деталь по длине на левую и правую половины, и корректирующие массы размещают отдельно друг от друга в обеих плоскостях коррекции.

Указанные способы балансировки, несмотря на свою общепризнанность, имеют определенные недостатки: персонал, выполняющий балансировку, должен обладать достаточно высокой квалификацией, а оборудование и оснастка, участвующие в процедуре балансировки, пребывать в идеальном состоянии.

Стремление избавиться от несбалансированности деталей главного привода станка на этапе их изготовления привело к разработке четвертого способа, который для деталей относительно небольшой длины (шкивов, зубчатых колес и планшайб) может оказаться наиболее эффективным, а именно: ***придание высокой геометрической точности всем поверхностям быстровращающихся деталей.***

Конструктор обычно не предъявляет никаких требований к точности расположения нерабочих поверхностей деталей относительно оси их вращения. Например, в стандартах на конструкцию шкивов предусмотрено назначение допустимой величины радиального биения относительно оси посадочного отверстия тех поверхностей, по которым работают ремни. Остальные поверхности могут иметь повышенные радиальное и торцовое биения, что вызовет возникновение дисбаланса.

Предполагается, что предложенный способ не приведет к значительному повышению трудозатрат на обработку нерабочих поверхностей и удорожанию деталей привода. Большинство поверхностей таких деталей обрабатывают на токарных станках с ЧПУ за один установ, что гарантирует высокую точность взаимного расположения поверхностей относительно друг друга и оси вращения.

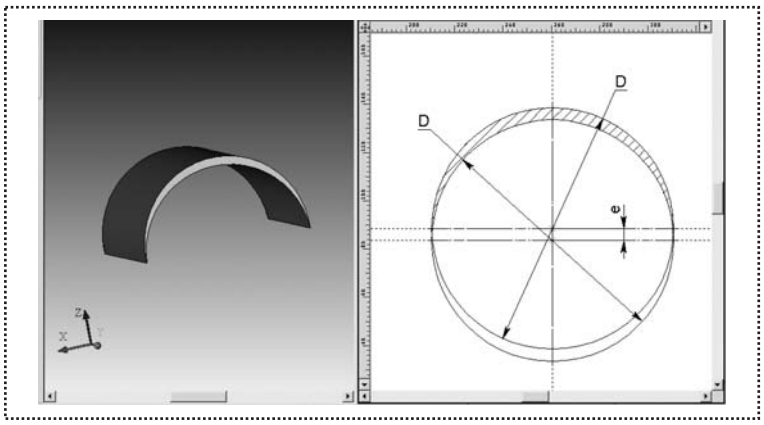


Рис. 1. Характер дисбаланса при радиальном биении цилиндрической поверхности:
а – фрагмент смещенной части тела; *б* – расположение дисбаланса

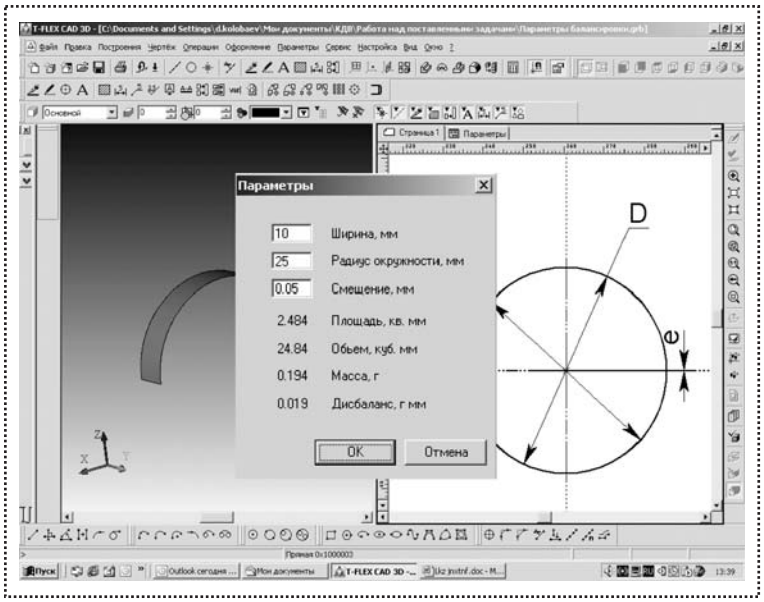


Рис. 2. Диалоговое окно параметрической модели

Дисбаланс (г·мм) определяют произведением неуравновешенной массы m на расстояние e от нее до оси вращения. Удельный дисбаланс $e_{ст}$ [1] равен отношению дисбаланса me к массе M детали (кг). Следовательно, удельный дисбаланс измеряют в микрометрах (г·мм/кг = мкм). При вращении неуравновешенной массы m возникает центробежная сила, пропорциональная дисбалансу me и квадрату угловой скорости вращения ω:

$$F = me\omega^2.$$

Точность балансировки характеризует произведение удельного дисбаланса $e_{ст}$ на наибольшую угловую скорость вращения детали или сборочной единицы $\omega_{э\,max}$ в эксплуатационных условиях. Именно этот критерий служит основой для назначения класса точности балансировки.

Из 13 классов точности по ГОСТ 22061–76 (повышение точности балансировки с уменьшением номера класса) элементы приводов металлорежущих станков и роторы электродвигателей с повышенными требованиями к плавности хода должны соответствовать третьему классу [2].

Величина показателя точности балансировки для этого класса $e_{ст}\omega_{э\,max} = 2{,}5$. В этой формуле угловую скорость $\omega_{э\,max}$ измеряют в рад/с и рассчитывают через максимальную частоту вращения $n_{э\,max}$ (об/мин):

$$\omega_{э\,max} = \frac{\pi n_{э\,max}}{30}.$$

Характер дисбаланса me, возникшего при радиальном биении цилиндрической поверхности, изображен на рис. 1. На рис. 2 изображено диалоговое окно параметрической модели, выполненной в программном продукте T-Flex. Параметрическая модель позволяет получать расчетные данные для любых размеров, масс деталей и величин смещений центров масс.

При расчетах длина цилиндрического тела была принята равной 100 мм. Результаты расчетов в T-Flex параметрической модели (рис. 2) сведены в табл. 1.

Полученные результаты позволяют найти расчетные данные (табл. 2) для назначения предельного радиального биения в зависимости от скорости вращения деталей главного привода станков.

Исходя из данных табл. 2 нужно назначать радиальные биения поверхностей деталей главного привода в зависимости от частоты их вращения таким образом, чтобы основной показатель дисбаланса не превышал значения 2,5. В ячейках таблицы такие значения выделены жирным шрифтом.

Для деталей малых диаметральных размеров (до 80 мм) радиальное биение при больших скоростях вращения не должно превышать 25 мкм, а начиная с размера 125 мм должно быть не более 40 мкм.

1. Результаты расчета для детали длиной 100 мм

D, мм	e, мм	S, мм^2	V, мм^3	m, г	M, кг	me, г·мм	$e_{ст}$, мкм
50	0,0125	0,621	62,1	0,48	1,53958	0,006	0,00389
	0,02	0,994	99,4	0,77		0,016	0,01039
	0,0315	1,565	156,5	1,23		0,04	0,02598
	0,05	2,484	248,4	1,95		0,047	0,03053
80	0,0125	0,994	99,36	0,78	3,941326	0,0097	0,00246
	0,02	1,59	159	1,25		0,025	0,00635
	0,0315	2,504	250,4	1,96		0,062	0,01573
	0,05	3,974	397,4	3,12		0,156	0,03958
125	0,0125	1,553	155,25	1,22	9,62238	0,015	0,00156
	0,02	2,484	248,4	1,95		0,004	0,00416
	0,0315	3,912	391,23	3,07		0,097	0,01008
	0,05	6,21	621	4,87		0,243	0,02526
200	0,0125	2,484	248,4	1,95	24,633286	0,024	0,00097 5
	0,02	3,974	397,44	3,12			
	0,0315	6,259	625,97	4,91		0,062	0,00259 5
	0,05	9,936	993,61	7,79		0,31	0,01258
						0,778	0,03158
315	0,0125	3,887	388,71	3,05	61,10594	0,076	0,00124
	0,02	6,259	625,97	4,91		0,196	0,00321
	0,0315	9,819	981,91	7,73		0,488	0,00799
	0,05	15,649	1564,93	12,27		1,23	0,02013
500	0,0125	6,17	617	4,84	153,95804	0,12	0,00078
	0,02	9,872	987,21	7,74		0,31	0,00201
	0,0315	15,649	1564,93	12,25		0,774	0,00503
	0,05	24,84	2484,01	19,48		1,95	0,00779

Примечание. D – диаметр; S – площадь смещенной поверхности в поперечном сечении (на рис. 2 заштрихована); V – объем смещенного материала; $2me$ – величина несбалансированности.

В табл. 3 приведены предельные значения радиального биения по шестой степени точности [3]. Следовательно, именно с этой степенью точности необходимо выдерживать радиальное биение поверхностей, чтобы дисбаланс детали не вышел за пределы 3 степени точности балансировки.

2. Расчет основного показателя дисбаланса

D, мм	Радиальное биение $2e$, мкм	Частота вращения, об/мин				
		1000	2000	3000	4000	5000
		$e_{ст}\omega_{э\ max}$				
50	25	**0,41**	**0,81**	**1,22**	**1,63**	**2,04**
	40	**1,09**	**2,17**	3,26	4,35	5,44
	63	2,72	5,44	8,16	10,88	13,60
	100	3,20	6,39	9,59	12,78	15,98
80	25	**0,26**	**0,51**	**0,77**	**1,03**	**1,29**
	40	**0,66**	**1,33**	**1,99**	2,66	3,32
	63	**1,65**	3,29	4,94	6,59	8,23
	100	4,14	8,29	12,43	16,57	20,71
125	25	**0,16**	**0,33**	**0,49**	**0,65**	**0,82**
	40	**0,44**	**0,87**	**1,31**	**1,74**	**2,18**
	63	**1,06**	**2,11**	3,17	4,22	5,28
	100	2,64	5,29	7,93	10,58	13,22
200	25	**0,10**	**0,20**	**0,31**	**0,41**	**0,51**
	40	**0,27**	**0,54**	**0,81**	**1,09**	**1,36**
	63	**1,32**	2,63	3,95	5,27	6,58
	100	3,31	6,61	9,92	13,22	16,53
315	25	**0,13**	**0,26**	**0,39**	**0,52**	**0,65**
	40	**0,34**	**0,67**	**1,01**	**1,34**	**1,68**
	63	**0,84**	**1,67**	2,51	3,35	4,18
	100	**2,11**	4,21	6,32	8,43	10,53
500	25	**0,08**	**0,16**	**0,24**	**0,33**	**0,41**
	40	**0,21**	**0,42**	**0,63**	**0,84**	**1,05**
	63	**0,53**	**1,05**	**1,58**	**2,11**	2,63
	100	**0,82**	**1,63**	**2,45**	3,26	4,08

3. Допуски радиального биения поверхностей при степени точности 6

Интервалы диаметральных размеров, мм				
Свыше 30 до 50	Св. 50 до 120	Св. 120 до 250	Св. 250 до 400	Св. 400 до 630
Допуск, мкм				
20	26	30	40	50

Радиальное биение поверхностей вращения в соответствии с требованиями шестой степени точности достижимы без чрезмерно больших трудозатрат при токарной обработке деталей на станках с ЧПУ. Единственным условием остается необходимость обработки большинства поверхностей за один технологический установ.

Опасение, что дисбаланс возникнет в связи с неравномерным распределением плотности, справедливо только для отливок низкого качества. Но такие отливки не допустимо использовать в быстроходных главных приводах станков.

Замена балансировки точной обработкой всех поверхностей шкивов опробована на Рязанском станкозаводе в плоскоременной передаче привода шлифовальных шпинделей токарно-шлифовальных станков модели РТ958. На этих станках выполняют шлифование рабочих шеек роторов турбин [4]. Один шкив установлен на валу электродвигателя, второй – на шпинделе шлифовальной головки.

Вывод

Проверка собранных узлов на холостом ходу и в работе показала, что обработанные предложенным способом шкивы не требуют балансировки. Шероховатость прошлифованной на станке поверхности составляет *Ra* 0,16. Это свидетельствует о малом уровне вибраций шлифовальных суппортов и шпинделей шлифовальных головок.

Список литературы

1. **ГОСТ 19534–74** Балансировка вращающихся тел. Термины.

2. **ГОСТ 22061–76** Система классов точности балансировки.

3. **ГОСТ 24643–81** Допуски формы и расположения поверхностей.

4. **Марголит Р.Б., Близняков Е.В., Цибиков В.С., Табаков О.М.** Шлифование на токарных станках, СТИН, № 7, 2004.

Новые книги издательства "Машиностроение"

Мельник В.А. Торцовые уплотнения валов: справочник. – М.: Машиностроение, 2008. – 320 с.: ил. – (Б-ка конструктора)

ISBN 978-5-217-03383-6

Приведен механизм работы торцовых уплотнений, включая процессы, протекающие в уплотняющей щели, гипотезы уплотняющей и несущей способности торцовых уплотнений и известные методы их расчета. Представлены новые сведения по исследованиям и расчетам торцовых уплотнений, управлению работой торцового уплотнения. Показаны возможности расчетного проектирования торцовых уплотнений с заданными рабочими характеристиками. Приведены технические решения, которые могут успешно использоваться в конструкторской практике.

Впервые даны конструктивные исполнения газовых торцовых уплотнений. Описаны работа торцовых уплотнений, необходимое дополнительное оборудование, наиболее распространенные схемы и методы расчета уплотняющих пар.

Для специалистов, занимающихся разработкой и эксплуатацией узлов уплотнений валов; может быть полезна преподавателям и студентам втузов.

Цена с НДС 484 руб.

Караченков Д.Л., Марьин Б.Н., *д-р техн. наук,* **Феоктистов С.И., Фролов Д.Н.**, *канд. техн. наук,* **Ханов В.А.** *(Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет)*

Особенности технологического контроля производства сборочных деталей из эластомеров

Работа направлена на совершенствование системы технологического контроля при производстве деталей из полимерно-композиционных материалов – резинотехнических изделий в целях повышения качества производимой продукции, снижения уровня брака. Достижение этой цели возможно при внедрении новых методов оценки состояния резиновых смесей, использовании CALS-технологий и методов автоматизации производственного цикла с использованием средств вычислительной техники.

The aim is perfection of the technological control system which monitors manufacture of details made from polymeric-composite materials – fabricated rubber products, with the purpose of manufactured products quality improvement, and defective goods level reduction. Achievement of this aim is possible through implementation of innovative approach of new methods of rubber-based compounds condition estimation, use of CALS-technologies and methods of automation of a production cycle using of computer facility means.

Необходимость переоснащения парка гражданских и военных самолетов в России – основная проблема, которую требуется решить авиационной промышленности страны. Новая авиационная техника должна соответствовать не только отечественным, но и мировым стандартам качества и надежности, чтобы быть конкурентоспособной в условиях активного противодействия со стороны зарубежных производителей.

Это возлагает колоссальную ответственность на этапы производственного жизненного цикла изделия (ЖЦИ). Для повышения уровня качества производимой продукции необходимо совершенствование всех технологических процессов (ТП) производственного цикла, включая технологический контроль.

Большую роль в сборке агрегатов авиационной техники играет изготовление резинотехнических изделий (РТИ), которые выполняют особо важные функции в сборке и эксплуатации летательных аппаратов (ЛА).

В практике производства РТИ наиболее информативными в цеховых условиях являются **реологические методы** испытания исходного материала заготовок, основным из которых является *виброреометрия*. Однако на этапах технологического цикла затруднительно его использование на отечественном и зарубежном оборудовании.

Для испытания на виброреометрах требуется до 70 г материала. Нами исследована возможность реологического контроля резиновых смесей меньшего объема – до 0,3 г. Это позволяет обеспечить проведение испытаний на всех этапах технологии подготовки и формирования заготовок из резиновых смесей (РС).

В результате исследования всех этапов ТП производства РТИ была построена процессная модель технологического цикла, которая представляет собой формализованный производственный цикл РТИ от момента получения исходного сырья (РС) на склад до выхода готового РТИ.

В результате проводимых исследований были выделены звенья ТП, влияющие на качество РТИ, такие как вальцевание, шприцевание, изготовление заготовок, которые требуют дополнительных методов и средств ТК в производстве сборочных деталей из эластомеров.

Разработанная методика оценки состояния РС и ТП (под состоянием объекта исследования понимают набор значений параметров, полученных экспериментально) заключается в последовательном контроле РС на всех этапах технологического цикла: при получении сырья на склад, после вальцевания, шприцевания и изготовления заготовок, до этапа закладки заготовок в пресс-форму.

Процессная модель технологии производства РТИ с включением контрольных функций разработана с помощью CASE-средств. На основе полученной в результате испытаний реологической информации становится возможным оценить состояние РС на всех технологических этапах подготовки

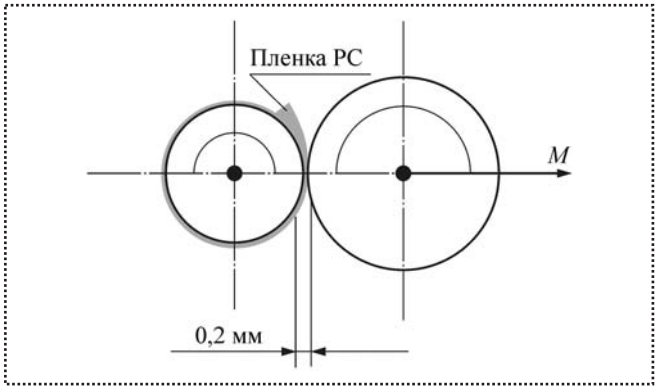


Рис. 1. Измерительная ячейка "Микропластографа"

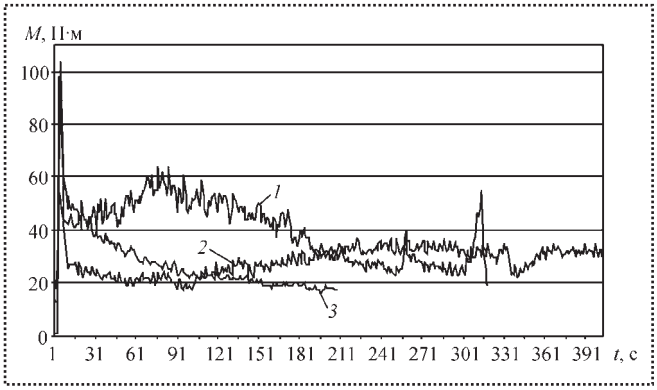


Рис. 2. Реограммы разных типов РС:
1...3 – типы резиновых смесей

РС и в автоматизированном режиме произвести корректировку управляемых технологических параметров, используемых на последующих этапах технологической цепи. Это позволяет добиваться требуемого уровня качества РТИ.

В качестве инструмента для проведения реологических испытаний РС было разработано автоматизированное рабочее место (АРМ) "Микропластограф".

Измерительная ячейка микропластографа (рис. 1) состоит из двух вальцов диаметром не более 25 мм, между которыми установлен зазор 0,1...0,3 мм. Рабочей зоной является щель между вальцами, куда помещают образцы РС (вес образца составляет примерно 0,285 г).

Вальцы нагревают до установленной температуры, которую поддерживают цифровым автоматом на заданном уровне. Специальной механикой обеспечивают встречное вращение вальцов с одинаковой угловой скоростью. Ввиду того что диаметры вальцов разные, линейные скорости поверхностей вальцов тоже различаются, при помещении образца РС в зону между ними создается сдвиговая деформация. Чем больше различие в диаметрах между вальцами, тем больше скорость деформирования РС.

Реологическая кривая отображает изменение механического момента как нагрузки на измерительный преобразователь при вальцевании образца РС. На графике зависимости момента от времени $M = f(t)$ можно условно выделить участки изменения момента по характеру (рис. 2).

На начальных этапах эксперимента наблюдается зависимость момента от массы образца. При увеличении массы m навески в процесс деформирования вовлекается больший объем материала, а значит, создается большее сопротивление при деформировании РС. Однако в ходе экспериментов было установлено, что при увеличении массы образца при вальцевании лишний материал на этапе разогрева выдавливается через боковые зазоры. Таким образом, была подобрана оптимальная масса образца 0,285 ± 0,003 г.

Тип резиновой смеси значительно влияет на форму и поведение реологической кривой во времени (см. рис. 2). Первоначальные испытания проводились на трех резиновых смесях.

Замечено, что формы реологических кривых существенно различаются для разных типов резиновых смесей при прочих равных условиях. Кривые же, полученные для образцов одного типа М*1*, М*2*, М*3* идентичны (рис. 3), что подтверждает хорошую повторяемость экспериментов.

Для того чтобы убедиться в сходимости результатов экспериментов, а также для исследования возможности определения соответствия реальных технологических параметров РС заданным, дополнительно в качестве внешнего воздействующего

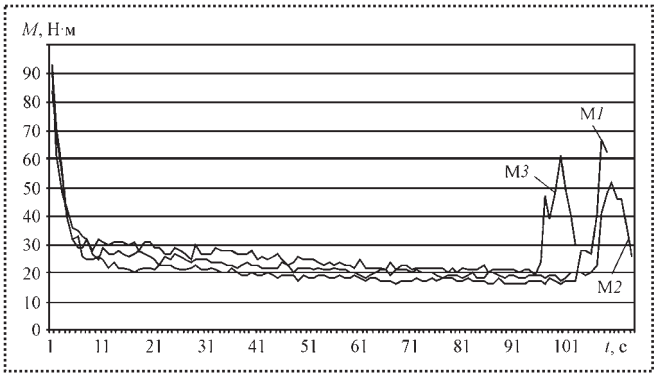


Рис. 3. Реограммы РС первого типа

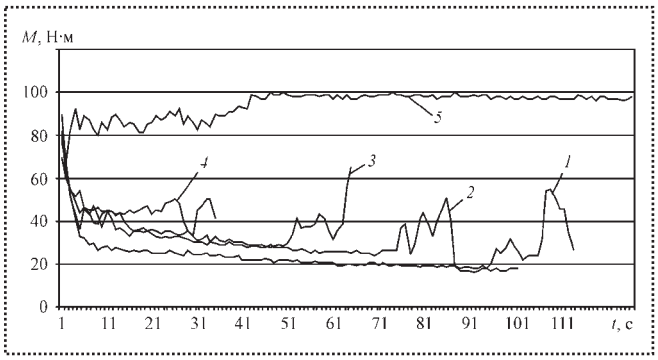


Рис. 4. Реограммы, полученные при различном времени подвулканизации:
1 – t' = 0 мин; *2* – t' = 5 мин; *3* – t' = 10 мин; *4* – t' = = 15 мин; *5* – t' = 20 мин

фактора была введена искусственная подвулканизация, заключающаяся в температурном воздействии на образцы РС (100 °С) в течение фиксированных интервалов времени.

На рис. 4 показаны реограммы образцов РС одного типа с временем температурного воздействия t' = 20 мин с шагом $\Delta t'$ = 5 мин. Из зависимостей видно, что чем большему внешнему температурному воздействию подвергались образцы РС, тем меньше конечное время испытания, соответствующее времени разрушения пленки (конец эксперимента). Скачок момента в конце реологической кривой говорит о том, что на вальцах нарушилась сплошность пленки, сопровождающаяся скоплением материала в зоне перемешивания и последующим сбросом материала, что фиксируется визуально.

Эксперименты выявили существенное отличие между реологическими кривыми для различных марок РС. Однако реологические кривые одного и того же типа РС отличаются незначительно. Следовательно, можно проводить распознавание (классификацию) РС с использованием метода *нейросетевого моделирования*.

Под нейронной сетью (НС) подразумевают вычислительную структуру, которая моделирует простые биологические процессы, ассоциируемые с процессами человеческого мозга. НС – исключительно мощный метод моделирования, позволяющий воспроизводить чрезвычайно сложные зависимости.

От момента поставки РС на склад предприятия (момент времени t_0) до готового продукта – РТИ (момент времени t_n) полимерный материал непрерывно меняет свое физико-химическое состояние. Поэтому каждому моменту времени соответствует вполне определенное состояние материала. В момент времени t_k (k = 0, 1, ..., n) подвергнем РС экспериментальному испытанию (зададим вопрос системе). В результате получим реакцию на данное воздействие (ответ системы), соответствующее данному состоянию РС.

Если случится так, что получаемые реакции на одинаковые воздействия в моменты времени t_i (i = 0, 1, ..., n) разбиваются на классы некоторым отношением эквивалентности (например, отношением, задающим "расстояние" между реакциями), то задачу оценки состояния РС можно свести к задаче распознавания образов, где в качестве образа выступают реакции системы на определенное экспериментальное воздействие. Для этого необходимо поставить каждой реакции в соответствие вектор признакового пространства.

В качестве реакций РС на экспериментальные воздействия была выбрана реологическая информация (реологические кривые), полученная в результате эксперимента.

Были подготовлены несколько наборов образцов, сгруппированных по классам резиновых смесей. Каждый образец весом 0,285 г имел фиксированные размеры. Выборка из каждого набора образцов формировалась в зависимости от типа РС и степени подвулканизации, введенной искусственно.

Проведя серию экспериментов и отобрав данные с помощью экспертных оценок, мы получили множество, состоящее из реологических кривых нескольких классов (классы определялись мнениями экспертов).

Для образования вектора признаков определенной кривой использовали следующую процедуру.

- Начало каждого эксперимента характеризуется резким "скачком" момента. Этот эффект объясняется тем, что образец РС, еще не прогретый и не развальцованный, подают на движущиеся с постоянной скоростью вальцы. В этот момент РС максимально сопротивляется приложенной нагрузке, вследствие чего проявляется максимальное значение "момента". Данное максимальное значение полагается первой переменной вектора признаков.
- Далее все последующие значения после максимального последовательно копируются в вектор признаков, всего N штук (с учетом момента), что соответствует $3N$ секундам протекания эксперимента, считая с максимума.

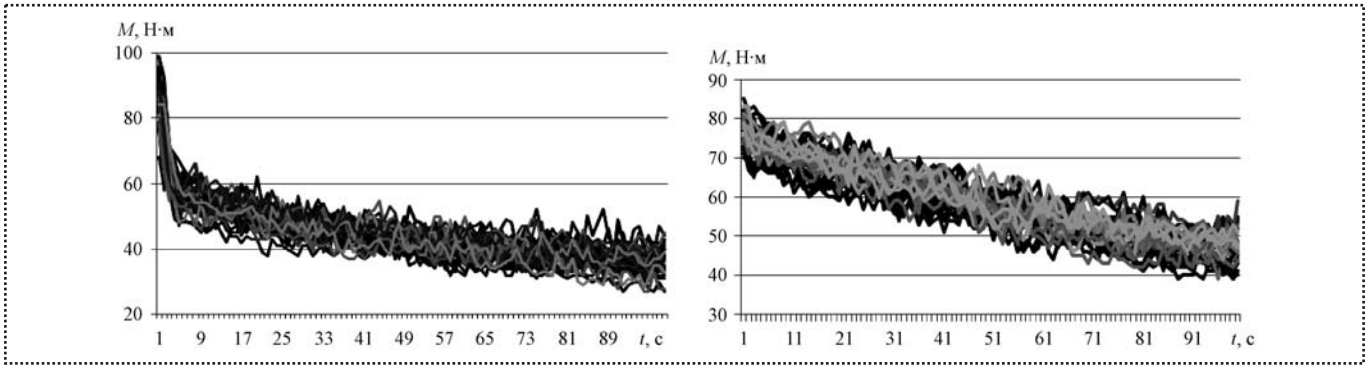


Рис. 5. Множества векторов для различных классов РС

Тем самым достигалось уравнивание векторов признаков. На рис. 5 изображены два множества таких векторов для разных классов РС.

Вектора признаков состоят из N координат. Если N достаточно велико (порядка сотен), то мы имеем пространство очень большой размерности. При построении нейронного классификатора пришлось бы использовать N входов. Даже если принять, что скрытый слой НС состоит из одного нейрона и выход сети тоже из одного, то сеть будет иметь N+1 весов, что недопустимо вследствие ограниченности набора обучающих данных на начальных этапах исследований. Следовательно, необходимо понижать размерность исходных данных.

Для понижения размерности исходного признакового пространства будем использовать метод главных компонентов, являющийся следствием дискретного разложения Карунена–Лоева. Но сначала необходимо удалить выбросы.

Примем, что выбросы – это нетипичные отклонения от среднего (шум). Удаляют выбросы по принципу: если отклонение определенной переменной от среднего значения больше, чем два с половиной стандартных отклонения, то она является выбросом. Вследствие ограниченности набора данных присутствие выброса не является критерием для удаления его из данных. Значение такой переменной заменяем на среднее ее значение по всей выборке.

После этого понижаем размерность данных методом главных компонентов (МГК), основную идею которого поясняет рис. 6. МГК отбирает наиболее информативные признаки (критерием информативности определенного признака является его дисперсия). Фактически мы переходим к новому базису, оси которого расположены в направлении главных компонентов (с максимальной дисперсией). Эти новые оси – собственные векторы ковариационной матрицы данных.

Понизив размерность до необходимого минимума (R, $R \ll N$), нормируем полученные данные для того, чтобы результат обучения НС не зависел от единиц измерения компонент векторов признаков. После чего приступаем к моделированию НС.

Все множество примеров разделим так: 50 % – обучающее, 25 % – контрольное и 25 % – тестовое.

Будем использовать трехслойный персептрон. В первом слое R входов. Количество нейронов в выходном слое определяют по числу классов данных, выделенных экспертами

$$L = m/2,$$

где m – число классов.

Число нейронов в скрытом слое по теореме Колмогорова достаточно взять $2R$+1. Но если мы имеем ограниченное число обучающих данных, то максимальное количество нейронов в скрытом слое должно быть уменьшено для того, чтобы обеспечить требуемые обобщающие способности нейронной сети.

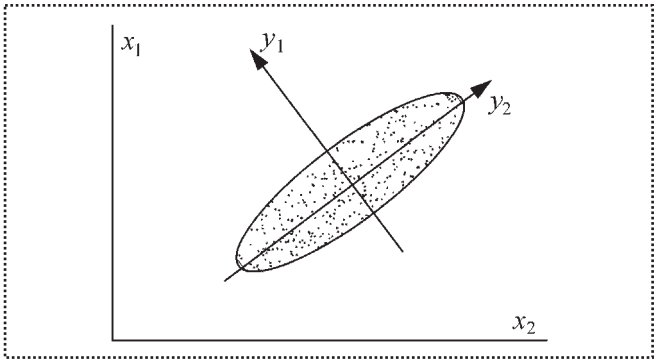


Рис. 6. МГК по двум признакам

Активационная функция в каждом слое – гиперболический тангенс. Для определенности возьмем K ($K < 2R+1$) нейронов в скрытом слое.

Математическая модель НС представляет собой суперпозицию функций активации

$$y_k = f\left(\sum_{i=0}^{3} w_{ik}^{(2)} u_i\right) = f\left(\sum_{i=0}^{3} w_{ik}^{(2)} f\left(\sum_{j=0}^{4} w_{ji}^{(1)} x_j\right)\right),$$

где y_k – выходной сигнал k-го нейрона выходного слоя сети ($k = 1, 2, ..., R$);

f – активационная функция нейрона;

$w_{ik}^{(2)}$ – элемент весовой матрицы выходного слоя;

k – номер нейрона выходного слоя;

i – номер нейрона скрытого слоя;

u_i – выходной сигнал i-го нейрона скрытого слоя;

$w_{ji}^{(1)}$ – элемент весовой матрицы скрытого слоя;

j – номер входного сигнала сети;

x_j – j-й входной сигнал сети.

На вход подают вектор сигналов, который умножают на матрицу весовых коэффициентов, вследствие чего получают взвешенную сумму входов, далее она подвергается нелинейному преобразованию функцией активации (сигмоид):

$$f(s) = \frac{e^{as} - e^{-as}}{e^{as} + e^{-as}},$$

где s – взвешенная сумма входов;

a – коэффициент крутизны наклона сигмоида, $a = 1$.

Выходы нейронов первого слоя служат входами нейронов следующего слоя. Тем самым происходит последовательное преобразование сигнала, и на выходе сети получают вектор, состоящий из L компонент.

Необходимо сделать так, чтобы НС реагировала на входные воздействия требуемым образом, а именно выдавала определенный вектор $\{l_i\}$ ($i = 1, 2, ..., L$). Последнее достигают процессом тренировки сети.

Для обучения НС используют алгоритм обратного распространения ошибки. Вычисляют функцию ошибки и минимизируют методом градиентного спуска:

$$E(w) = \frac{1}{34}\sum_j (y_j^{(Q)} - d_j)^2,$$

где $E(w)$ – целевая функция ошибки;

$y_j^{(Q)}$ – реальное выходное состояние нейрона j-го выходного слоя Q-й нейронной сети;

d_j – идеальное (желаемое) выходное состояние нейрона.

Вес корректируют на величину, пропорциональную антиградиенту ошибки:

$$\Delta w_{ij}^{(q)} = -\eta \frac{\partial E}{\partial w_{ij}},$$

где $\Delta w_{ij}^{(q)}$ – элементы коррекции матрицы весовых коэффициентов;

η – коэффициент скорости обучения, $0 < \eta < 1$;

E – функция ошибки;

w_{ij} – весовой коэффициент синаптической связи, соединяющей i-й нейрон слоя q-1 с j-м нейроном слоя q.

Градиент находят по формуле

$$\frac{\partial E}{\partial w_{ij}} = \frac{\partial E}{\partial y_j}\frac{dy_j}{ds_j}\frac{\partial s_j}{\partial w_{ij}},$$

где y_j – выходное состояние нейрона j-го слоя q нейронной сети;

s_j – взвешенная сумма входных сигналов нейрона j-го слоя q-й нейронной сети.

Для выходного слоя градиент находят по этой формуле непосредственно, для последующих слоев член $\frac{\partial E}{\partial y_j}$ в формуле находят через производные функции ошибки и активации вышестоящих слоев.

Обучение останавливают по достижении минимума функции ошибки или заданного ее значения.

Для создания НС, их тренировки, симуляции работы и др. использовали стандартный пакет расширения среды Matlab – Neural Network Toolbox. Основным недостатком алгоритма обратного распространения является тот факт, что никогда нельзя быть уверенным, что в данном процессе обучения мы найдем глобальный минимум целевой функции ошибки.

Для решения проблемы предварительного поиска области, в которой лежал глобальный минимум, предлагалось использовать следующий метод. Создавалась функция в среде Matlab, представляющая собой серию управляемых рестартов инициализации сети, с последующим обучением. Количество рестартов и циклов обучения выбрано экспериментально.

Рестарты инициализации нужны потому, что при каждом новом создании сети ее веса задают случайным образом, поэтому процесс обучения будет идти каждый раз с новой отправной точки, т.е. движение в направление антиградиента по целевой функции ошибки будет каждый раз начинаться с разных точек. Тем самым повышается вероятность "наткнуться" на глобальный минимум или хотя бы на наименьший из вычисленных локальных при очередном шаге.

Используя несколько раз эту функцию можно получить набор "локальных минимумов" (в кавычках потому, что за такое количество эпох минимум фактически не достигался, а достигалось наименьшее значение ошибки за данное количество эпох в данной серии рестартов).

Эти наборы дообучались еще некоторое время, и после этого выбирались наименьшие или те, на которых резко падало значение функции ошибки. Таким образом, пришли к тому, что ошибка обучения достигла необходимого уровня малости.

При тестировании НС распознавала все образы с требуемым качеством распознавания. Задачу можно считать решенной.

Предложенная методика справляется с задачей классификации РС по выбранным классам. Решение задачи классификации более сложно отделимых состояний РС ожидается в дальнейшем при накоплении достаточной базы данных.

Решение общей задачи оценки состояния, т.е. классификация РС по сложно отделимым состояниям РС, даст в руки исследователей и инженеров мощный инструмент контроля состояния РС на каждом этапе технологического процесса. Это позволит, в конечном счете, снизить процент бракованных РТИ или полностью исключить брак.

Список литературы

1. **Swingler Kevin.** "Applying Neural Networks. A practical Guide" (перевод Ю.П. Маслобоева) / http://matlab.exponenta.ru/neuralnetwork/book4/index.php.

2. **Басов Н.И. и др.** Контроль качества полимерных материалов / Н.И. Басов, В.А. Любартович, С.А. Любартович; Под. ред. В.А. Брагинского. 2-е изд. перераб. Л.: Химия, 1990.

3. **Осовский С.** Нейронные сети для обработки информации / С. Осовский; пер. с польского И.Д. Рудинского. М.: Финансы и статистика, 2002. 344 с.

4. **Р50.1.028-2001.** Методология функционального моделирования. М.: Госстандарт России, 2000.

5. **Фукунага К.** Введение в статическую теорию распознавания образов. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979. 368 с.

ООО "Издательство "Машиностроение" представляет ежемесячный научно-технический и производственный журнал

"Сборка в машиностроении, приборостроении"

Журнал включен в список ВАК

Журнал выходит при содействии международного союза машиностроителей

Журнал предназначен для конструкторов сборочной оснастки, технологов сборочных цехов, инженерно-технических работников машино- приборостроения, занимающихся проектированием технологии сборки и средств технологического оснащения сборочного производства, а также для специалистов по комплексной механизации и автоматизации процессов сборки в различных отраслях техники. Журнал может быть полезен работникам ремонтных и эксплуатационных служб, монтажных организаций, НИИ, КБ и проектных организаций, преподавателям и студентам технических вузов.

Журнал распространяется по подписке:

Подписные индексы:

79748 – по каталогу агентства "Роспечать",
84967 – по Объединенному каталогу "Пресса России",
60257 – по каталогу "Почта России"

В.С. Григорьев, *канд. техн. наук (Пензенский государственный университет)*

Выявление взаимосвязей между элементами в соединениях систем при их образовании и изнашивании

Предложены модели взаимосвязи системообразующих ресурсов (энергия, вещество, информация). Рассмотрено образование из них модели элемента системы в виде трехвершинного связного графа. Взаимодействие моделей элементов системы позволяет выявлять взаимосвязи в соединениях между ними при образовании и изнашивании соединений. Приведены примеры выявления взаимосвязей между элементами в соединениях систем различных уровней иерархии. Дано системное описание понятия изнашивания.

Correlations models of backbone resources (energy, substances, information) are suggested. Also, their formation in three-vertex coherent graph form of models of system element is suggested. Interaction between models of system elements allows revealing correlations in combinations between them while formation and attrition. Examples of revelation between elements in system of different levels of hierarchy are given. Backbone description of the notion "attrition" is given.

Все процессы, происходящие в природе, и человеческая деятельность направлены на образование объектов в виде систем различных уровней иерархии (т.е. от микро- до макроуровней) при взаимодействии таких системообразующих ресурсов, как энергия (Э), вещество (В) и информация (И).

При этом каждый из системообразующих ресурсов, по сути, представляет собой триединство этих ресурсов с преобладающей долей одного их них, что и позволяет в конкретных случаях характеризовать их отдельно как системоопределяющий ресурс в виде энергии (Э), вещества (В) и информации (И) [1].

Таким образом, любой из рассматриваемых ресурсов (т.е. Э, В, И) в зависимости от конкретной ситуации может являться системоопределяющим ресурсом или оставаться в числе системообразующих ресурсов. Следовательно, ни один из системоопределяющих ресурсов автономно, без взаимосвязи с двумя другими тесно связанными ресурсами, существовать не может.

Так, например, информация (И), как системоопределяющий ресурс, всегда находится во взаимосвязи с другими двумя взаимосвязанными ресурсами – энергией (Э) и веществом (В).

В общем случае взаимосвязь между отдельным системоопределяющим ресурсом и соответствующими взаимосвязанными системообразующими ресурсами можно представить графической моделью в виде трехвершинного связного графа. Одна вершина – системоопределяющий ресурс, а две другие – соответствующие системообразующие ресурсы (рис. 1).

В этом случае модель отдельного элемента системы можно представить в виде общего связного графа (рис. 2), образованного из трех взаимосвязанных трехвершинных графов с вершинами из системообразующих ресурсов, одна из вершин которого в т. О включает в себя все системообразующие ресурсы (т.е. Э, В, И) рассматриваемого элемента, способного взаимодействовать с другими подобными элементами для образования соединения.

На рис. 3 показана взаимосвязь между двумя общими связными графами до начала взаимодействия элементов, отражающими собой, соответственно, два элемента системы со системообразующими ресурсами $Э_1$, $В_1$, $И_1$ и $Э_2$, $В_2$, $И_2$.

При этом образование соединения из элементов системы возможно только при энергетическом взаимодействии ее составляющих элементов

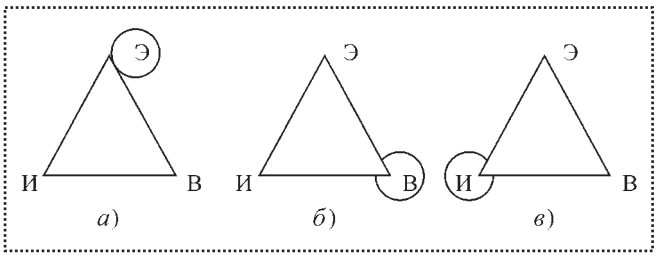


Рис. 1. Модель взаимосвязи системоопределяющего ресурса со системообразующими ресурсами, воспринимаемого отдельно как: *а* – энергия (Э); *б* – вещество (В); *в* – информация (И); (Э), (В), (И) – самоопределяющие ресурсы; Э, В, И – системообразующие ресурсы

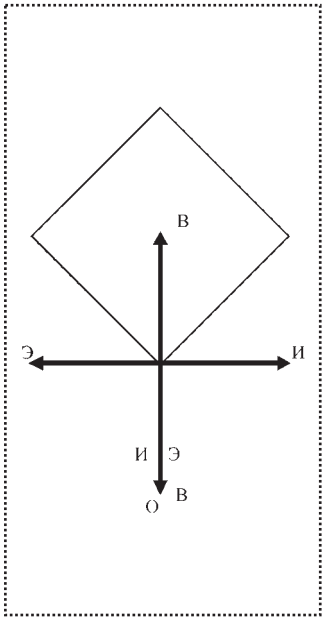


Рис. 2. Модель элемента системы в виде общего связного графа

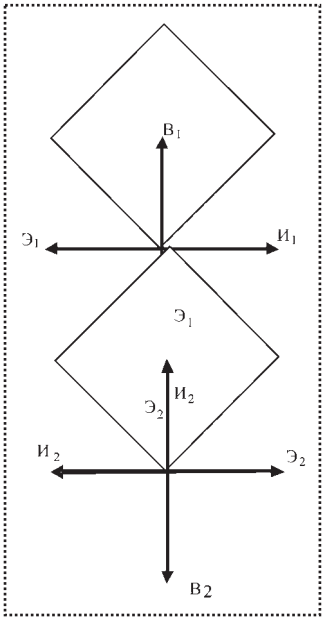


Рис. 3. Взаимосвязь между двумя общими связными графами до начала взаимодействия элементов

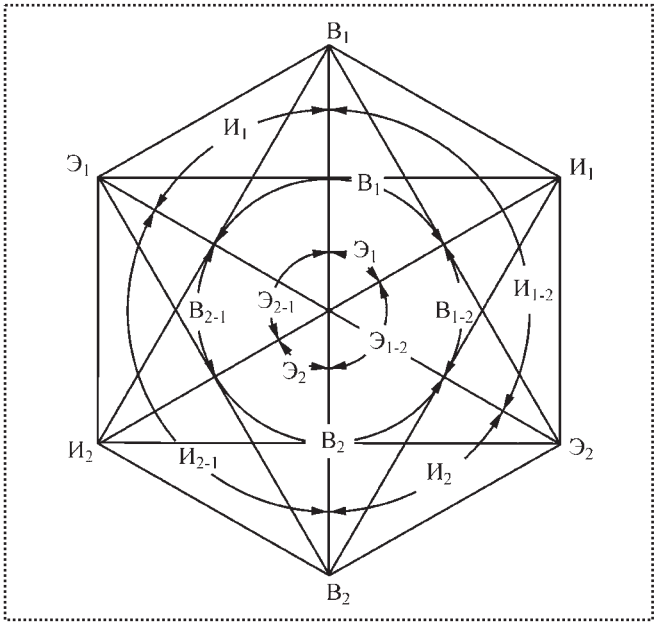


Рис. 4. Обобщенный граф взаимосвязи между двумя общими связными графами при взаимодействии элементов

(рис. 4), в результате которого обязательно возникают взаимосвязи между их одноименными системообразующими ресурсами (т.е. $Э_1$ и $Э_2$, $В_1$ и $В_2$, $И_1$ и $И_2$), что в свою очередь приводит к их качественно новым изменениям во вновь образованном соединении.

Так, в результате энергетического взаимодействия между двумя элементами при образовании соединения их исходные состояния системообразующих ресурсов (т.е. первого элемента – $Э_1$, $В_1$, $И_1$ и второго элемента – $Э_2$, $В_2$, $И_2$) изменяются в ту или иную сторону (рис. 4), следуя законам сохранения и перехода количества в качество.

Из рис. 4 следует, что воздействие первого элемента на второй приводит к изменению энергии второго элемента $Э_2$ на величину $Э_{2-1}$, вещества $В_2$ на $В_{2-1}$ и информации $И_2$ на $И_{2-1}$, а при воздействии второго элемента на первый будут наблюдаться изменения энергии $Э_1$ на величину $Э_{1-2}$, вещества $В_1$ на $В_{1-2}$ и информации $И_1$ на $И_{1-2}$.

Характер и величина изменений системообразующих ресурсов элементов системы в общем случае определяют видами и уровнями их энергетических воздействий друг на друга.

В качестве воздействующих энергетических полей на элементы системы (т.е. на их системообразующие ресурсы) могут выступать следующие известные виды энергий, характеризуемые своим видом движения:

- механическая – движение тел и частиц (массы);
- тепловая – колебание молекул, атомов;
- химическая – локальное перемещение электронов;
- электрическая – перемещение электронов (ионов);
- электромагнитная – движение фотонов;
- ядерная – расщепление ядра (элементарные частицы) или их сочетание.

Наглядным подтверждением следования причине образования из двух взаимодействующих элементов (рис. 3, 4) вновь получаемого соединения может служить химическая экзотермическая реакция образования воды (химического соединения с ресурсами $Э_3$, $В_3$, $И_3$) из водорода (элемента с ресурсами $Э_1$, $В_1$, $И_1$) с кислородом (с элементом с ресурсами $Э_2$, $В_2$, $И_2$), кДж/моль:

$$H_2 + 1/2O_2 = H_2O + 285{,}6.$$

При этом для разложения (разрушения) образованного химического соединения H_2O на исходные составляющие элементы (водород и кислород) согласно закону Лавуазье–Лапласа потребуется затратить столько же энергии, сколько выделилось при его образовании, т.е. 285,6 кДж/моль.

Примерами соединений двух элементов, образованных с помощью механической энергии, могут служить пары взаимодействующих (подвижных и неподвижных) элементов [2]:

♦ твердое тело – твердое тело (болтовое соединение; шпоночное и шлицевое соединения; рельс – колесо и т.п.);

♦ твердое тело – жидкость (труба – жидкость; судно – вода и т.п.);

♦ твердое тело – газ (труба – газ; летающий аппарат – атмосфера).

В этом случае структура взаимосвязей между системообразующими ресурсами взаимодействующих элементов при образовании соединений остается прежней (рис. 4, т.е. как и на примере образования химического соединения), но меняется характер связей в зоне контакта элементов, который определяют спецификой их видов, кинематикой и динамикой взаимодействия. Это приводит, по крайней мере, к изнашиванию одного из контактирующих твердотельных элементов.

Далее в качестве примера рассмотрим выявление взаимосвязей при реализации избирательного переноса ("эффекта безызносности") между двумя твердыми телами (элементами) – подшипник скольжения (рис. 5), разделенным металлоплакирующим смазочным материалом с находящимися в нем мелкими частицами меди, бронзы, олова и др. [3].

В данном случае выявление взаимосвязей между системообразующими ресурсами четырех элементов (рис. 5) можно было бы провести путем построения соответствующих общих связных графов при взаимодействии указанных элементов (тел) подобно выявлению взаимосвязей между двумя элементами согласно рис. 4.

Однако для удобства фиксации выявленных взаимосвязей и общего представления о них между системообразующими ресурсами при взаимодействии элементов их целесообразно отображать в табличной форме, т.е. в виде матрицы (см. таблицу).

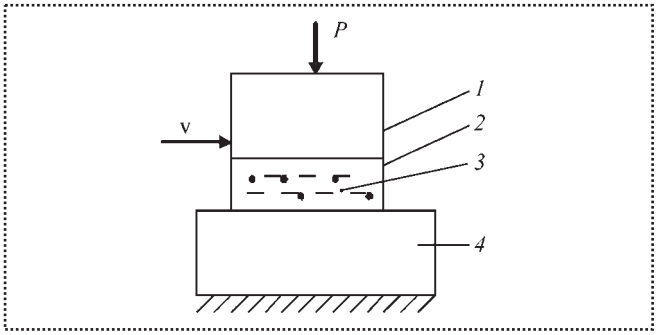


Рис. 5. Взаимосвязь (соединение) твердых тел в виде подшипника скольжения:
1 – неподвижное тело; *2* – смазочный материал; *3* – мелкие частицы металла, сплава; *4* – неподвижное тело

После этого для каждой выявленной взаимосвязи от энергетического взаимодействия между отдельными элементами системы необходимо установить природу механизма его воздействия на соответствующие системообразующие ресурсы и определить степень влияния этого воздействия на их изменения.

Затем следует провести ранжирование отдельных энергетических воздействий в рассматриваемых взаимосвязях (см. таблицу) по степени их влияния на изменения соответствующих системообразующих ресурсов и дать оценку возможности управления более существенными из отдельных энергетических воздействий.

Если процесс образования любой системы связан с объединением отдельных элементов и сохранением связей между ними, то процесс изнашивания, напротив, направлен на разрушение связей между составляющими элементами системы при ее жизненном цикле.

С другой стороны, с учетом системного подхода при описании понятия сборка (разборка) [4], мож-

Взаимосвязь и изменение системообразующих ресурсов при взаимодействии элементов

Взаимодействующие элементы	Структура и изменение системообразующих ресурсов при взаимодействии элементов											
	Элемент 1			Элемент 2			Элемент 3			Элемент 4		
1	$Э_1$	$В_1$	$И_1$	$Э_{2-1}$	$В_{2-1}$	$И_{2-1}$	$Э_{3-1}$	$В_{3-1}$	$И_{3-1}$	$Э_{4-1}$	$В_{4-1}$	$И_{4-1}$
2	$Э_{1-2}$	$В_{1-2}$	$И_{1-2}$	$Э_2$	$В_2$	$И_2$	$Э_{3-2}$	$В_{3-2}$	$И_{3-2}$	$Э_{4-2}$	$В_{4-2}$	$И_{4-2}$
3	$Э_{1-3}$	$В_{1-3}$	$И_{1-3}$	$Э_{2-3}$	$В_{2-3}$	$И_{2-3}$	$Э_3$	$В_3$	$И_3$	$Э_{4-3}$	$В_{4-3}$	$И_{4-3}$
4	$Э_{1-4}$	$В_{1-4}$	$И_{1-4}$	$Э_{2-4}$	$В_{2-4}$	$И_{2-4}$	$Э_{3-4}$	$В_{3-4}$	$И_{3-4}$	$Э_4$	$В_4$	$И_4$

но считать, что при изнашивании наблюдается, практически, информационно-морфологическая разборка разного рода соединений систем под воздействием различных видов энергий, которая может происходить постепенно или иметь взрывной характер.

Одновременно процесс изнашивания пронизывает весь жизненный цикл известных систем (от зарождения до отмирания) и является первопричиной необходимости их совершенствования и замены из-за физического и морального износа.

Ввиду того что любая материальная техногенная система является, по сути, объектом овеществления в ней определенного уровня знаний (т.е. идей, принципов, исследований, конструкций, способов и т.п.), со временем она подвергается моральному износу из-за появления более совершенных, наукоемких и эффективных объектов подобного назначения, хотя физически может оставаться пригодной для употребления.

Сами понятия "образование" и "изнашивание" (последнее тесно связано со старением, разрушением, разложением, превращением, разъединением и т.п.) в действительности являются двумя диалектически связанными противоположностями, и одно без другого существовать не может, т.е. если что-то образуется, то это что-то должно изнашиваться, а также и наоборот.

Так, например, вышеуказанная реакция образования воды (H_2O) из молекул водорода (H_2) и кислорода (O_2) протекает с учетом следующих ***превращений***. Прежде чем вступить в реакцию, молекулы водорода и кислорода (как соединения атомов) ***распадаются*** (***разрушаются***) на нейтральные атомы водорода (H) и кислорода (O), а в ходе реакции каждый атом водорода ***отдает*** свой электрон атому кислорода и ***превращает*** его в отрицательный ион, ***становясь*** тем самым положительно заряженным ионом в нейтральной молекуле образованной воды.

Однако само понятие "изнашивание" трактуют [2] довольно узко, односторонне. Оно не отвечает требованиям его системного описания, т.е. без отражения связи между частями информационного, морфологического и функционального описаний [4]. Например: изнашивание материалов – процесс разрушения поверхностного слоя трущихся тел, который приводит к уменьшению размеров тел (износу) в направлении, перпендикулярном к поверхности трения.

В другом случае [2] изнашивание рассматривают как процесс "прогрессирующих потерь вещества с рабочей поверхности тела, возникающих в результате относительного движения на поверхности".

Также считают, что между понятием "износ" (как результат процесса) и "изнашивание" (как процесс) существует следующая взаимосвязь: износ – изменение размеров, формы, массы или состояния поверхности изделия вследствие разрушения (изнашивания) поверхностного слоя изделия при трении.

Таким образом, из приведенных определений понятия "изнашивание" видно, что его везде рассматривают как процесс разрушения рабочих поверхностей изделия при трении.

Учитывая, что всякое тело (вещество) представляет собой систему, состоящую из частей (элементов) различного уровня иерархии [5] (например, атом, молекула, кристалл, твердые растворы, химические соединения, механические смеси и т.п.), то процесс изнашивания, естественно, должен наблюдаться на любой из составных частей системы, т.е. от их микроуровня до макроуровня.

При этом, исходя из иерархии составных частей систем, можно утверждать, что виды возникающих дефектов (несовершенств) при изнашивании в элементах системы более низкого уровня иерархии могут влиять в ней на виды дефектов в кристаллах, которые подразделяются на следующие группы [5]:

- точечные (нуль-мерные);
- линейные (одномерные);
- плоские (двумерные).

Так, под точечными дефектами понимают такие дефекты, которые физически малы в трех измерениях.

К **точечным дефектам,** в первую очередь, относят вакансии (т.е. когда отдельные узлы кристаллической решетки не заняты атомами), а также дислоцированные и примесные атомы, наличие которых в кристалле зависит лишь от способа их получения [5].

В структуре **линейных дефектов,** которые малы в двух измерениях кристаллической решетки и достаточно велики в третьем, имеют место такие дефекты, как дислокации (т.е. смещения атомных плоскостей) и цепочки вакансий [8].

Двумерные дефекты характерны для поликристаллических материалов, включающих в себя большое число мелких кристаллов, различно ори-

ентированных в пространстве и имеющих неправильную форму. Подобные кристаллы в отличие от правильно ориентированных называют кристаллитами или зернами. В этом случае границы между зернами обычно представляют собой скопления дислокаций, которые малы только в одном направлении, а в двух других могут достигать размера зерна [5].

Наличие дефектов и относительное количество их в единице объема (например, 1 см^3) в огромной степени определяет его физико-механические, химико-физические и другие свойства.

Следовательно, согласно принципу суперпозиции в рассматриваемой системе (т.е. в данном случае поликристаллическом материале) будут наблюдаться все виды дефектов, присущих отдельным ее составным частям.

Так как процесс изнашивания систем является неотъемлемым атрибутом их жизненного цикла (от зарождения до отмирания), то по отношению к конкретной системе можно говорить о наличии или преобладании в ней того или иного вида износа, т.е. физического или морального. Само понятие "физического износа" может быть отнесено в большей степени к физическим и биологическим системам (объектам), а "морального износа" к социально-экономическим системам.

Например, такие понятия, как выветривание пород и изменения русла рек связаны с изнашиванием природных (физических) объектов, а "изнашивание организма к старости" связано с биологическим объектом. Примерами морального износа могут служить такие системы, как система управления, система оплаты труда, средства производства и др.

Таким образом, с учетом изложенного можно отметить, что "изнашивание – это процесс образования или изменения в информационно-морфологических сборках (соединениях) систем вплоть до разрушения связей между ними при их жизненном цикле от воздействия энергетических полей различной природы".

Известно, что любая система может нормально существовать (функционировать) лишь при ее устойчивом состоянии равновесия (т.е. изменяясь эволюционно). Выход системы из этого состояния ведет к более быстрому изнашиванию. Это обстоятельство подтверждается действием принципа Ле Шателье, который гласит, что "если на систему, находящуюся в равновесии, оказывать внешнее воздействие температуры, давления или концентрации, то в системе возникают процессы, уменьшающие внешнее воздействие".

Действие данного принципа можно наблюдать, например, при силовом контакте (соединении) двух твердых тел под действием нормальной силы, обладающих определенной номинальной площадью и известными параметрами шероховатости контактирующих поверхностей. Чтобы уменьшить воздействие нормальной нагрузки на контактирующие поверхности тел, отдельные выступы шероховатой поверхности деформируются, увеличивая фактическую площадь контакта между ними и производя наклеп. Это в итоге приводит к уменьшению контактного давления и повышению жесткости стыка.

Увеличение нормальной силы, воздействующей на тело, приводит к появлению в его структуре всякого рода дефектов (т.е. цепочки вакансий, дислокации и т.п.), что, в свою очередь, ведет к изменению физико-механических свойств, т.е. повышению прочности и твердости.

В другом случае на воздействие высокой температуры металлы и сплавы реагируют, например, образованием окалины (окислов) на своей поверхности, что позволяет уменьшить ее негативное влияние.

Так действие контактного давления и электрического тока при точечной контактной сварке изделий уменьшают расплавлением соединяемых материалов в зоне контакта.

В ходе химической реакции (образования какого-либо соединения) принцип Ле Шателье проявляется в соотношении начальных и конечных продуктов. Так, увеличение концентрации начальных продуктов (при постоянных температуре и давлении) смещает равновесие системы в сторону образования конечных продуктов, а при росте концентрации конечных продуктов равновесие смещается в сторону начальных продуктов.

Следовательно, всякая система (в том числе и соединение) при внешнем воздействии для сохранения своей живучести (устойчивого состояния) должна иметь присущий только ей внутренний механизм возвращения в равновесное состояние.

Это дает основание утверждать, что под предложенное понятие "изнашивание" можно отнести все превращения (т.е. изменения, разрушения и т.п.) в системах, которые могут приводить их в жизненном цикле к отмиранию. В данном случае приме-

нительно к материальным системам под понятие изнашивание можно отнести следующее:

• потеря атомом водорода электрона;

• абразивное и адгезионное разрушение поверхностного слоя;

• наклеп поверхности материала;

• накопление дефектов (т.е. вакансий, дислокации и т.п.) при обработке материалов;

• усталость материалов при циклических нагрузках и тепловых ударах и др.

Однако при этом следует помнить, что с учетом иерархичности структуры системы длительность существования ее составляющих частей более высокого уровня иерархии всегда меньше, чем длительность существования низкого уровня. Например, длительность существования атома больше, чем молекулы, детали больше чем соединения (механизма), механизма больше чем машины и т.д. [6].

С другой стороны, совершенно противоположное соотношение времен онтогенеза имеет место между старшими и младшими объектами одного уровня. Так, время существования объектов (систем) старшего таксона всегда больше, чем время жизни составляющих объектов младшего таксона [10]. Например, длительность функционирования подшипника скольжения как подвижного соединения трущихся деталей машин всегда больше, чем продолжительность эксплуатации отдельного подшипника в каком-либо механизме.

Итак, можно отметить, что полученные результаты исследований стали возможны благодаря применению системной методологии и могут представлять теоретико-познавательный интерес при выявлении взаимосвязей между элементами систем различных уровней иерархии.

Выводы

Проведенные исследования по выявлению взаимосвязей между элементами в информационно-морфологических сборках (соединениях) систем при их образовании и изнашивании позволяют сказать об их результатах следующее:

• ни один из системообразующих ресурсов (т.е. энергия (Э), вещество (В) и информация (И)) автономно существовать не может, а только как триединство;

• модель взаимосвязи между одним системоопределяющим ресурсом и двумя системообразующими ресурсами в виде трехвершинного связного графа трактует тот или иной ресурс отдельно как энергия (Э), вещество (В) и информация (И) (рис. 1);

• модель отдельного элемента системы можно представить в виде общего связного графа, образованного из трех взаимосвязанных трехвершинных графов отдельных системообразующих ресурсов (рис. 2);

• взаимосвязь между отдельными элементами систем и их системообразующими ресурсами возможна только при энергетических взаимодействиях между ними в результате анализа обобщенного графа, образованного из общих связных графов отдельных элементов (рис. 4);

• предлагаемая методология позволяет выявить взаимосвязи между элементами и их системообразующими ресурсами в соединениях разных систем различных уровней иерархии;

• элементы в соединениях систем при их образовании и изнашивании являются, по сути, общими, но разнонаправленными, т.е. при образовании взаимосвязи создаются, а при изнашивании изменяются или разрушаются;

• всякая система (в том числе и соединение) для сохранения своей живучести при внешнем воздействии должна иметь присущий только ей внутренний механизм возвращения в равновесное состояние.

Список литературы

1. **Григорьев В.С.** Описание структуры и взаимосвязей ресурсов в научно-производственных циклах // Научно-образовательный потенциал нации и конкурентоспособность страны: Сб. статей II Междунар. науч.-прак. конф. Пенза: ПДЗ. 2005. С. 95–99.

2. **Чихос Х.** Системный анализ в трибонике. Перевод с англ. канд. физ.-мат. наук С.А. Харламова. М.: "Мир", 1982. 351 с.

3. **Физические** эффекты в машиностроении: Справочник: В.А. Лукъянец, З.И. Алмазова, Н.П. Бурмистрова и др. Под общ. ред. В.А. Лукъянца. М.: Машиностроение, 1993. 224 с.

4. **Григорьев В.С.** Системное описание понятия сборки // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2006. № 10. С. 40–42.

5. **Технология** конструкционных материалов: Учеб. пособие для вузов / А.М. Дальский, В.С. Гаврилюк, Л.Н. Бухаркин и др.; под общ. ред. А.М. Дальского. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.

6. **Клименко А.В.** Основы естественного интеллекта. Рекуррентная теория самоорганизации. Версия 3. Ростов-на-Дону: Изд-во Рост. ун-та, 1993. 304 с.

Техническое обслуживание оборудования.
*Продолжение**

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

Рассмотрен типовой объем работ по техническому обслуживанию и ремонтам компрессорно-насосного оборудования. Приведены данные по продолжительности ремонтного цикла и ремонтным нормативам.

5. Ремонт компрессорно-насосного оборудования

Номенклатура оборудования

В состав компрессорно-насосного оборудования, для которого разработаны нормативы, входят следующие виды оборудования: компрессоры поршневые воздушные и газовые, турбокомпрессоры и воздуходувки центробежные, компрессоры ротационные, детандер-компрессоры, насосы центробежные, вихревые, питательные, конденсатные, бензиновые, фекальные, песковые, вакуум-насосы поршневые, водокольцевые.

Обслуживание компрессоров всех систем, холодильных установок и установок для получения, хранения и распределения газов осуществляется постоянным дежурным оперативным персоналом, прошедшим специальную техническую подготовку. Оперативный персонал в соответствии с утвержденными местными эксплуатационными инструкциями и по утвержденному графику, но не реже раза в неделю, производит осмотры основного и вспомогательного оборудования и выполняет функции по его техническому обслуживанию. Техническое обслуживание установок, не имеющих дежурного оперативного персонала, автоматизированных компрессорных, насосных и холодильных установок, осуществляется эксплуатационным или эксплуатационно-ремонтным персоналом. Осмотры при этом включены в состав технического обслуживания и проводятся ежемесячно.

Ремонтные нормативы разработаны для оборудования общепромышленного назначения.

Типовой объем работ по техническому обслуживанию и ремонтам

Техническое обслуживание **компрессорно-насосного** оборудования предусматривает производство следующих работ: контроль за отсутствием посторонних шумов и стуков, ненормальных вибраций, за температурой подшипников, за уровнем, давлением и температурой масла и охлаждающей воды, за качеством (цветом масла), а у **компрессоров** – за температурой и давлением воздуха по ступеням; проверка внешнего состояния оборудования, правильности работы доступных для осмотра движущихся частей, контроля за исправным состоянием и правильным положением запорной аппаратуры и предохранительных клапанов, за соблюдением инструкций заводов–изготовителей оборудования; контроль за соблюдением экономичных и безопасных режимов работы оборудования; отключение неисправного оборудования, участие в приемке оборудования после монтажа, ремонта и наладки.

Кроме того, производят следующие работы при осмотрах:

♦ **компрессоров всех видов** – очистка, промывка клапанов, замена вышедших из строя пружин и пластин, очистка клапанных коробок от нагара и грязи, проверка клапанных гнезд и плотности закрывания клапанов, проверка состояния поршня и штока, надежности креплений, сальниковых и предсальниковых уплотнений, а также междуфланцевых прокладок, обратных клапанов в маслопроводе, смена загрязненного масла, очистка и промывка масляных и воздушных фильтров, проверка состояния фундамента, анкерных креплений, надежности шплинтовых шатунных болтов и болтов противовесов, контроль величины зазоров в мотылевых подшипниках, а также других зазоров, контроль которых предусмотрен при проведении осмотров заводской инструкцией данного вида компрессоров, проверка состояния проме-

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

жуточных и конечных холодильников, масловодоотделителей, установок осушки воздуха, ресиверов;

♦ **насосов** – проверка осевого разбега и свободного вращения вала, проверка состояния соосности насоса с приводным электродвигателем, а также состояния пальцев соединительной муфты, проверка работы приемного и обратного клапанов, устранение течи между секциями в многоступенчатых секционных насосах, подтяжка направляющих болтов.

Объем работ при текущем ремонте

Текущий ремонт компрессорно-насосного оборудования, холодильных машин и установок для производства азота и кислорода производят на месте установки данного оборудования, и только оборудование малой массы иногда ремонтируют в цехах отдела главного энергетика.

Объем работ при текущем ремонте включает в себя операции технического обслуживания и осмотров, частичную разборку оборудования с ремонтом и заменой наиболее быстроизнашивающихся частей.

Кроме того, применительно к отдельным видам оборудования в объем работ при текущем ремонте включают:

♦ **компрессоры всех назначений** – вскрытие крышек цилиндров, очистка поршней от нагара, частичная замена поршневых колец, проверка износа поршней, штоков, цилиндров, проверка коленчатого вала на конусность и эллипсность, проверка состояния подшипников нижней головки шатуна, регулировка зазора между вкладышами и мотылевой шейкой и коленчатого вала, проверка и при необходимости замена роликовых подшипников, осмотр шатунных болтов с проверкой размеров, проверка состояния втулки верхней головки шатуна и пальца крейцкопфа с производством при необходимости их ремонта или замены, очистка рубашек цилиндров и холодильников от грязи и накипи, регулировка вредных пространств и зазоров между сопрягаемыми частями с доведением их до размеров, предусмотренных паспортной инструкцией завода-изготовителя, ремонт маслоподачи, чистка и промывка картера, полная замена масла, перебивка и ремонт сальников и предсальников, ремонт и при необходимости замена запорной арматуры и предохранительных клапанов, ремонт противовесов и крепящих их болтов, проверка и ремонт всех болтовых соединений, их шплинтовка, ремонт и замена всасывающих и нагнетательных клапанов, шлифовка и притирка клапанных гнезд, ремонт установок осушки воздуха, ревизия, ремонт и регулировка системы регулирования производительности и аварийной защиты с заменой отдельных приборов, сборка компрессора, его обкатка;

♦ **компрессоры ротационные** – очистка ротора от нагара, замена рабочих лопаток и колец, шлифовка крышки, проверка и регулировка зазоров;

♦ **насосы** – выемка ротора и осмотр внутренних поверхностей корпуса, ремонт или частичная замена дисков, шлифовка шеек вала и его правка, смена уплотнительных колец, при необходимости балансировка ротора, смена прокладок, ремонт и перенабивка сальников, замена подшипников.

Объем работ при капитальном ремонте

Капитальный ремонт включает в себя работы текущего ремонта, полную разборку оборудования, промывку, дефектовку деталей. Кроме того, производят следующие работы для следующих видов оборудования:

• **компрессоры всех назначений** – полная разборка узлов и механизмов компрессора, промывка, протирка и дефектация всех деталей, перезаливка всех подшипников, замена подшипников качения, проточка и шлифовка коренных и кривошипных шеек коленчатого вала, расточка цилиндров, полная замена поршневых колец, ремонт или замена поршня, проверка поршневого и крейцкопфного пальцев на эллиптичность и конусность, их ремонт или замена, проточка, шлифовка, полировка и в случае износа замена штока, проверка состояния шатуна и его положения по отношению к валу и поршню, устранение перекосов, ремонт или замена шатуна, ремонт или замена всасывающих и нагнетательных клапанов, разборка маслонасоса и лубрикатора, ремонт или замена их на новые, замена масляных фильтров, ремонт промежуточного и концевого холодильников со вскрытием крышек, с заменой трубок, прокладок, крепежных деталей и опрессовка после сборки. После ремонта производят обкатку компрессора с вынутыми клапанами;

• **компрессоры ротационные** – расточка ротора и его балансировка, замена рабочих лопаток и колец;

• **насосы** – полная разборка ротора, ремонт дисков и корпуса, замена изношенных дисков и других деталей, замена подшипников, крепежных деталей и прокладок.

После капитального ремонта производят полную окраску оборудования.

После текущего и капитального ремонтов оборудование, на которое распространяются требования Госгортехнадзора, подвергают соответствующим испытаниям и предъявляют представителям Госгортехнадзора.

9. Продолжительность ремонтного цикла и межремонтного периода (при двухсменной работе)

Оборудование	Продолжительность ремонтного цикла, лет	Продолжительность межремонтного периода, мес.
Компрессоры поршневые воздушные и газовые общего назначения	4	12
Компрессоры ротационные	2	12
Станции передвижные компрессорные	4	6
Центробежные и вихревые насосы:		
для холодной воды и конденсатные	6	12
для горячей воды	4	8
для агрессивных вод и бензиновые	3	6
артезианские погружные	3	12
поршневые	3	6
фекальные и песковые	3	6
вакуумные	4	12

Примечания: 1. Ремонт вспомогательного оборудования и компрессорных станций следует совмещать с ремонтом основного оборудования.

2. Периодичность при другой сменности определяют умножением периодичности, указанной в таблице, на соответствующий коэффициент K, который равен: при коэффициенте сменности $K_{см} = 1$, $K = 2$; при коэффициенте сменности $1 < K_{см} \le 3$; $K = \frac{2}{K_{см}}$; при непрерывной круглосуточной работе $K = 0{,}667$.

Коэффициент сменности определяют из равенства $K_{см} = \frac{t_{см}}{(8n)}$, где $t_{см}$ – среднее число часов работы агрегатов в год.

3. Рассчитанную таким образом продолжительность межремонтного периода следует округлить до 1 месяца, продолжительность ремонтного цикла – до 6 месяцев.

Ремонтный цикл и ремонтные нормативы

Продолжительность ремонтного цикла и межремонтного периода компрессорно-насосного оборудования в значительной степени зависит от назначения и вида энергоносителя, а также от конструктивных особенностей оборудования.

В табл. 9 приведена продолжительность ремонтного периода с учетом указанных особенностей и при работе оборудования в две смены.

Компрессорно-насосное оборудование, как правило, обслуживают постоянным оперативным персоналом, а поэтому трудоемкость на техническое обслуживание не планируют. Для полностью автоматизированных компрессорных станций, не имеющих постоянного оперативного персонала, трудоемкость на техническое обслуживание принимают ежемесячно на каждую рабочую смену в размере 10 % трудоемкости текущего ремонта.

В нормах предусмотрены 20 % станочных работ при капитальном ремонте и 10 % – при текущем.

Нормы трудоемкости ремонта приведены в табл. 10.

10. Нормы трудоемкости ремонта компрессорного оборудования и насосов

Оборудование	Норма трудоемкости ремонта, чел.-ч	
	капитального	текущего
Компрессоры воздушные		
Компрессоры двухступенчатые поршневые бескрейцкопфные с У-образным расположением цилиндров давлением 0,8 МПа, производительностью, м^3/мин:		
3	140	42
5	160	48
10	190	57
20	240	72
30	300	90
40	340	100
50	420	126
Компрессоры угловые одно- и двухступенчатые крейцкопфные давлением 0,8 МПа, производительностью, м^3/мин:		
10	220	66
12	240	72
20	320	96

Продолжение табл. 10

Оборудование	Норма трудоемкости ремонта, чел.-ч	
	капитального	текущего
30	380	114
40	440	136
Компрессоры поршневые горизонтальные двухступенчатые четырехразрядные давлением 0,8 МПа, производительностью, $м^3$/мин:		
50	480	140
62	580	170
100	660	200
Компрессоры диафрагменные, предназначенные для получения сжатого воздуха при выполнении мелких окрасочных работ, давлением 0,3 МПа, производительностью 3 $м^3$/ч	70	21
Установка компрессорная передвижная, состоящая из компрессора вертикального бескрейцкопфного одноступенчатого простого действия и электродвигателя 4 кВт давлением 0,6 МПа, производительностью 0,5 $м^3$/мин	80	24
Компрессоры ротационные пластинчатые подачей, $м^3$/мин:		
12	180	54
22	220	66
32	290	87
50	360	108
Воздуходувки центробежные давлением 0,125 МПа, подачей, $м^3$/мин:		
40...60	240	72
100...150	360	108
200...250	480	144
350...450	640	192
Насосы для воды и других чистых химически нейтральных жидкостей		
Насосы консольные одноступенчатые с напором до 85 м и подачей, $м^3$/ч:		
до 20...45	10	3
55...90	15	4,5
150...160	20	6
260...290	30	9
Насосы горизонтальные одноступенчатые с колесом двухстороннего входа с напором до 125 м и подачей, $м^3$/ч:		
100...200	20	6
200...320	25	7,5
430...500	30	9
500...630	35	10,5
800...1250	45	13,5
1000...1600	60	18
2000...2500	90	27
Насосы вертикальные одноступенчатые с напором до 90 м, с подачей, $м^3$/ч:		
5500	200	60
8600	280	84
Насосы сетевые спиральные одноступенчатые для питания водой тепловых сетей с напором до 160 м с температурой до 180 °С, с подачей, $м^3$/ч:		
500	90	27
800	100	30
1250	110	33
2500	120	36
Насосы осевые погружные с напором 4,2 м, с подачей 2500 $м^3$/ч	130	39
Насосы вихревые для воды с напором до 45 м, с подачей, $м^3$/ч:		
3,6...7,2	10	3
14,4...18	15	4,5
18...36	20	6
Насосы многоступенчатые, спиральные с осевым разъемом корпуса с напором до 380 м, с подачей, $м^3$/ч:		
400	120	36
600...900	165	50
Насосы многоступенчатые трехсекционные с напором до 220 м, с подачей, $м^3$/ч:		
38...60	80	24
105...180	100	30
200...300	120	36
Насосы питательные центробежно-вихревые двухступенчатые с температурой воды 105 °С, с напором до 140 м, с подачей, $м^3$/ч:		
14,4	25	7,5
18	30	9
22,7	40	12
Насосы конденсатные горизонтальные спиральные двухступенчатые с температурой 125 °С, с напором 50 м и подачей, $м^3$/ч:		
12	30	39
20	40	12
80	60	18
Насосы вакуумные		
Насос вакуумный вертикальный одноцилиндровый крейцкопфный простого действия с подачей 8,3 л/с	30	9
Насос вакуумный поршневой мокровоздушный горизонтального двойного действия с подачей 60 л/с	60	18
Насос вакуумный поршневой горизонтальный с золотниковым распределением одноступенчатый двойного действия с подачей, л/с:		
63	60	18
100	80	24
Насос поршневой горизонтальный с золотниковым распределением двухступенчатый с подачей 100 л/с	80	24

Окончание табл. 10

Оборудование	Норма трудоемкости ремонта, чел.-ч	
	капитального	текущего
Насос вакуумный пластинчато-роторный с быстротой действия в диапазоне давлений на входе 0,13 кПа, л/с:		
1	25	7,5
5	30	9
Вакуум-насос ротационный многопластинчатый одноступенчатый низкого вакуума с подачей 6 м^3/мин	40	12
Вакуум-насос ротационный пластинчатый одноступенчатый низкого вакуума с подачей, м^3/мин:		
6	60	18
25	100	30
50	120	36
Агрегат вакуумный золотниковый одноступенчатый с горизонтальным расположением вала с быстротой действия, л/с:		
20	25	7,5
75	40	12
150	60	18
То же золотниковый двухступенчатый с быстротой действия, л/с:		
50	45	13,5
100	60	18
Насос вакуумный водокольцевой простого действия, горизонтальный с подачей, м^3/мин:		
3,2	25	7,5
6	50	15
12	80	24
25	100	30

Примечание. Трудоемкость ремонта многоступенчатых насосов с числом секций более трех увеличивается на 5 % на каждую последующую пару секций.

11. Нормы простоя из-за ремонта

Трудоемкость ремонта, чел.-ч	Простой при капитальном ремонте, сут	Простой при текущем ремонте, ч
До 20	1	8
21...50	3	16
51...100	4	40
101...160	6	50
161...200	7	55
201...300	9	70
301...500	11	85
501...700	13	90
701...900	15	100
901...1100	18	120
Свыше 1100	20	140

Примечание. Нормы даны для работы в две смены.

Для насосов нормы приведены без учета трудозатрат на ремонт электрических машин и пускорегулирующей аппаратуры.

Нормы простоя из-за ремонта приведены в табл. 11.

Список литературы

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

(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 12.03.08 г. Подписано в печать ##.##.08 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. #,##. Заказ 349. 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.