ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

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

4 2011 (129)

СОДЕРЖАНИЕ

Современные технологии сборки

Набатников Ю.Ф. Обеспечение заданного ресурса соединений деталей машин . . 3

Изнаиров Б.М., Изнаиров О.Б., Васин А.Н., Мукатова Г.Х. Совершенствование технологического процесса сборки шариковых винтовых передач с целью повышения их грузоподъемности 9

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Гольцов А.С., Кристаль М.Г., Кулагин Р.Н., Харькин О.С., Безрукова Т.В. Автоматизация измерения внутреннего диаметра длинномерных гильз гидроцилиндров 12

Албагачиев А.Ю., Кушнир А.П. Влияние параметров сборки бесконтактных уплотнительных устройств на герметичность шпиндельных узлов. 15

Назаров Ю.Ф., Руднева Л.Ю., Дубков М.П. Анализ напряженно-деформированного состояния деталей с упругими свойствами при прецизионной сборке . . . 19

Сборочное оборудование и его элементы

Авцинов И.А., Кристаль М.Г. Условия всплытия деталей в пневмовакуумном вибротранспортном устройстве. 24

Божкова Л.В., Вартанов М.В., Бакена Мбуа Ж.К. Приближенный способ определения моментов приводов, обеспечивающих требуемое движение звеньев сборочного устройства 27

Сборочно-сварочные работы. Пайка

Карабанов В.В., Бохоров И.О. Пайка в вакууме 31

В помощь конструктору, технологу

Матросова Ю.Н., Храмова Е.И. Программное обеспечение для автоматизированного проектирования приспособлений к станкам сверлильной группы в САПР "Компас-3D" 40

Ильицкий В.Б., Евсеев А.С. Поводковые устройства для токарных многоцелевых станков 44

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индексы по каталогу “Роспечать” – **79748**, Объединенному каталогу “Пресса России” – **84967**, каталогу "Почта России" – **60257**) или непосредственно в издательстве
Тел.: (499) 268-38-42; тел./факс: 268-85-26. Факс: (499) 269-48-97.
E-mail: sborka@mashin.ru; tsmm@mashin.ru
Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

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

Редакционный совет
МОСКВА
А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор)
А.А. ГУСЕВ
М.В. ВАРТАНОВ
А.М. ДАЛЬСКИЙ
И.Н. ЗИНИНА
Ю.Л. ИВАНОВ
Ю.Г. КОЗЫРЕВ
А.И. КУМЕНКО
А.В. МЕДАРЬ
Е.А. МИКРИН
Ю.Ф. НАЗАРОВ
В.В. ПОРОШИН
Б.В. ШАНДРОВ
А.А. ШАТИЛОВ
А.Г. ХОЛОДКОВА
Г.А. ЯРКОВ

Региональные редсоветы
БЕЛГОРОД
Н.А. ПЕЛИПЕНКО
БРЯНСК
О.А. ГОРЛЕНКО
ВЛАДИВОСТОК
Ю.Н. КУЛЬЧИН
А.А. СУПОНЯ
В.М. КОРНИЕНКО
ВОЛГОГРАД
В.Г. КАРАБАНЬ
М.Г. КРИСТАЛЬ
В.И. ЛЫСАК
В.М. ТРУХАНОВ
ИЖЕВСК
И.В. АБРАМОВ
Б.А. ЯКИМОВИЧ
В.Г. ОСЕТРОВ
И.К. ПИЧУГИН
КАЗАНЬ
Р.И. АДГАМОВ
КОВРОВ
Ю.З. ЖИТНИКОВ
КОЛОМНА
Ю.Д. АМИРОВ
КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ
Б.Н. МАРЬИН
В.И. ШПОРТ
А.М. ШПИЛЕВ
НАБЕРЕЖНЫЕ ЧЕЛНЫ
С.В. ДМИТРИЕВ
Р.М. ХИСАМУТДИНОВ
НИЖНИЙ НОВГОРОД
С.В. ГОЛУБЕВ
ОМСК
В.Н. КОСТЮКОВ
ОРЕЛ
Ю.С. СТЕПАНОВ
Г.А. ХАРЛАМОВ
ОРЕНБУРГ
А.Н. ПОЛЯКОВ
А.И. СЕРДЮК
А.П. ФОТ
РЫБИНСК
В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ
В.В. НЕПОМИЛУЕВ
А.Н. СЕМЕНОВ
САМАРА
М.А. ЕВДОКИМОВ
Ю.А. ВАШУКОВ
Г.А. КУЛАКОВ
В.А. НИКОЛАЕВ
САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
В.Ф. КУЗЬМИН
Е.В. ШАЛОБАЕВ
ТОЛЬЯТТИ
А.И. РЫЖКОВ
Б.Ф. ХАЗОВ
ТУЛА
В.В. ПРЕЙС
ХАБАРОВСК
В.А. ЛАШКО

Украина
КИЕВ
А.С. ЗЕНКИН
В.А. МАТВИЕНКО
ДОНЕЦК
А.Н. МИХАЙЛОВ
СЕВАСТОПОЛЬ
Е.Л. ПЕРВУХИНА

Беларусь
МИНСК
В.Л. БАСИНЮК
М.Л. ХЕЙФЕЦ
ГОМЕЛЬ
В.Е. СТАРЖИНСКИЙ

Ответственные за подготовку и выпуск номера:
Л.Д. ПАРШЕНКОВА, И.М. ГЛИКМАН

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

© Издательство “Машиностроение”, “Сборка в машиностроении, приборостроении”, 2011

THE MONTHLY NEWSMAGAZINE FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE MAGAZINE IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERS

THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY AAC RF FOR DISSERTATION PUBLICATION

4 2011 (129)

CONTENTS

Modern technologies in assembly

Nabatnikov Yu.F. Ensuring specified life of machine component joints . . . 3

Iznairov B.M., Vasin A.N., Iznairov O.B., Mukatova G.H. Perfection of technological process of assemblage of ball screw gears for the increase of their load-carrying capacity . . . 9

Quality assurance. Testing. Monitoring

Goltsov A.S., Kristal M.G., Kulagin R.N., Kharkin O.S., Bezrukova T.V. Automating the measurement of internal diameter of the long sleeves cylinders . . . 12

Albagachiev A.Yu., Kushnir A.P. Tightness of non-contact labyrinth seals spindles depending on the parameters of the assembly . . . 15

Nazarov Yu.F., Rudneva L.Yu., Dubkov M.P. The analysis the is intense-deformed conditions of details with elastic properties at precision assemblage . . . 19

Production tools and machinery for assembly

Avtsinov I.A., Kristal M.G. Terms of surfacing of parts in air-assist vacuum vibratory conveyor . . . 24

Bozhkova L.V., Vartanov M.V., Bakena Mboua J.C. An approximate method of determining moments of drives, providing the desired movement of links for assembling device . . . 27

Assembly welding works. Solder

Karabanov V.V., Bohorov I.O. The soldering in vacuum . . . 31

Industrial and design engineer's aid

Matrossova Yu.N., Hramova E.I. Software for automated design of devices drilling group in cad "COMPASS-3D". . . . 40

Ilickii V.B., Evseev A.S. Carrier devices for use on milling-turning machinning centers . . . 44

Journal is distributed on subscription, which can be issued in any post office (index on the catalogue of the "Rospechat" agency – **79748**, the union catalogue "Pressa Rossii" – **84967**, the catalogue "Pochta Rossii" – **60257**) or directly in editorial of the journal.
Ph.: (499) 268-38-42; ph./fax: 268-85-26. Fax: (499) 269-48-97.
http://www.mashin.ru E-mail: sborka@mashin.ru; tsmm@mashin.ru
Labor Red Banner Order Public Corporation "Publishing House "Mashine Building"
107076, Moscow, Stromynsky per. 4
The reference to the Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal during reprint of the materials is mandatory.
Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

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

Editors

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

Regional editors

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

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

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

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

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

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

УДК 621 – 2.002.2; 621.81.002.2

Ю.Ф. Набатников, *канд. техн. наук, профессор*
(Московский государственный горный университет)
E-mail: kaftmr@msmu.ru

Обеспечение заданного ресурса соединений деталей машин

Рассмотрены вопросы обеспечения заданного ресурса соединений деталей машин методом межгрупповой взаимозаменяемости. Метод позволяет проводить сборку соединений при вероятности образования незавершенного производства, близкой или равной нулю. Приведен расчет параметров метода на примере гидростойки механизированной крепи для условий мелкосерийного производства.

In the article the issues of ensuring specified life of machine component joints by means of group interchangeability method is considered. Said method allows performing assembly of joints with probability of appearance of unfinished production near to or equal to zero. Calculation of method parameters is given by the example of a hydraulic jack of powered roof support in small-series production.

Ключевые слова: детали машин, соединения, ресурс, точность, сборка, метод, взаимозаменяемость, группы.

Key words: machine components, joints, life, accuracy, assembly, method, interchangeability, groups.

Решение задачи обеспечения заданного ресурса проведем для соединения с зазором, например, цилиндра с поршнем в гидравлической стойке, которая используется в механизированной крепи для поддержания кровли в шахтах. Это соединение выполняется по посадке H9/f9, а сборку проводят методом полной взаимозаменяемости.

Закономерности изнашивания, протекающего для поверхностей отверстия и вала по зависимостям соответственно $U_1 = f_1(T)$ и $U_2 = f_2(T)$ отражают кривые изнашивания (рис. 1). Зазор S_o соответствует полученному в результате сборки соединения при изготовлении стойки, а $S_{пр}$ – предельному зазору, при котором резко повышается интенсивность изнашивания поверхностей соединения.

Увеличение ресурса соединения может быть достигнуто несколькими путями. Во-первых, можно повысить точность обработки сопрягаемых поверхностей и тем самым уменьшить допуск на зазор в соединении. Повышение качества сборки обеспечит в соединениях наименьшие зазоры, а за счет возрастания износостойкости сопрягаемых поверхностей снизится интенсивность их изнашивания.

Оптимизация конструктивных решений с целью снижения действующих на соединение нагрузок и применение более прочных материалов увеличивают предельный зазор $S_{пр}$ и тем самым – ресурс соединения. В данной работе рассматривается задача обеспечения заданного ресурса соединения за счет получения зазоров, близких к минимально допустимым.

Время приработки поверхностей существенно меньше общего ресурса соединения и в ряде случаев им можно пренебречь. Без учета приработки кривые изнашивания можно свести к схеме, показанной на рис. 2. Очевидно,

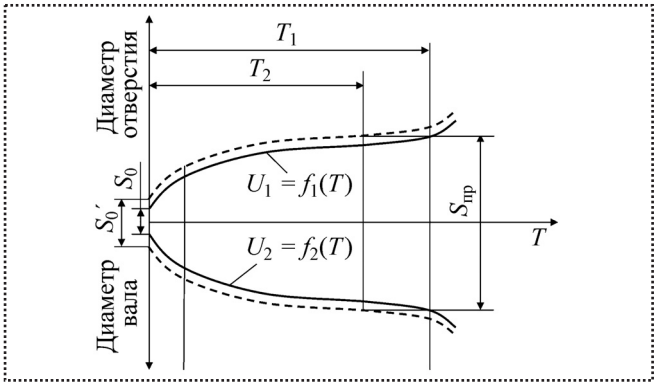


Рис. 1. Изменение зазора в процессе работы соединения

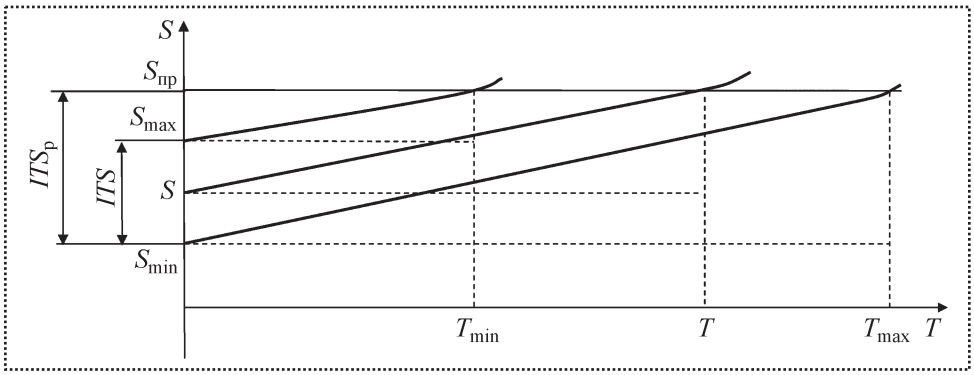


Рис. 2. Кривые изнашивания соединения без учета приработки:
ITS – допуск на зазор при сборке соединения;
$ITS_р = S_{пр} - S_{min}$ – эксплуатационный допуск на зазор

Таблица 1

Параметры точности поверхностей и соединений

Внутренний диаметр цилиндра, мм	Предельные отклонения размера, мкм				Зазор в соединении при посадке H9/f9, мкм		
	цилиндра		поршня				
	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	S_{min}	S_{max}	S_{max}/S_{min}
Св. 80 до 120	0	87	–36	–123	36	210	5,8
Св. 120 до 180	0	100	–43	–165	43	243	5,7
Св. 180 до 250	0	115	–50	–143	50	280	6,4

что соединение, собранное с минимально допустимым по технической документации зазором S_{min}, будет иметь наибольший ресурс T_{max} по отношению к соединениям с большими зазорами. Если задан предельный зазор, то ресурс T соединения, собранного с зазором $S > S_{min}$, можно определить из условия подобия треугольников:

$$\frac{T}{T_{max}} = \frac{S_{пр} - S}{S_{пр} - S_{min}} < 1. \qquad (1)$$

Отметим, что левая часть данного уравнения представляет собой долю ресурса соединения с зазором S от максимального возможного ресурса, который обеспечивается при зазоре S_{min}.

В табл. 1 приведены параметры точности сопрягаемых поверхностей в соединениях поршня с цилиндром в соответствии с наиболее распространенной на рабочих чертежах стоек посадкой H9/f9 и действующей системой допусков и посадок. Из таблицы следует, что зазоры в соединениях различных стоек из партии могут различаться более чем в 6 раз. При этом каждая из них будет соответствовать требованиям технической документации. Следовательно, при такой точности и сборке соединений методом полной взаимозаменяемости невозможно обеспечить их равноресурсность. Одни стойки будут иметь сравнительно высокий ресурс, а другие – низкий. Это оказывает существенное влияние на надежность и эффективность эксплуатации механизированной крепи в целом.

Нахождение величины предельного зазора в соединении представляет собой сложную инженерную задачу. Для стойки его находят по результатам математического моделирования ее напряженного состояния на ЭВМ с использованием метода конечных элементов. Зазор в соединении, при котором возникает пластическая деформация сопрягаемых поверхностей, определяют по соответствующим зависимостям (рис. 3).

Для решения ряда практических задач необходимо знать зависимость ресурса соединения от уровня его качества. Работу по оценке

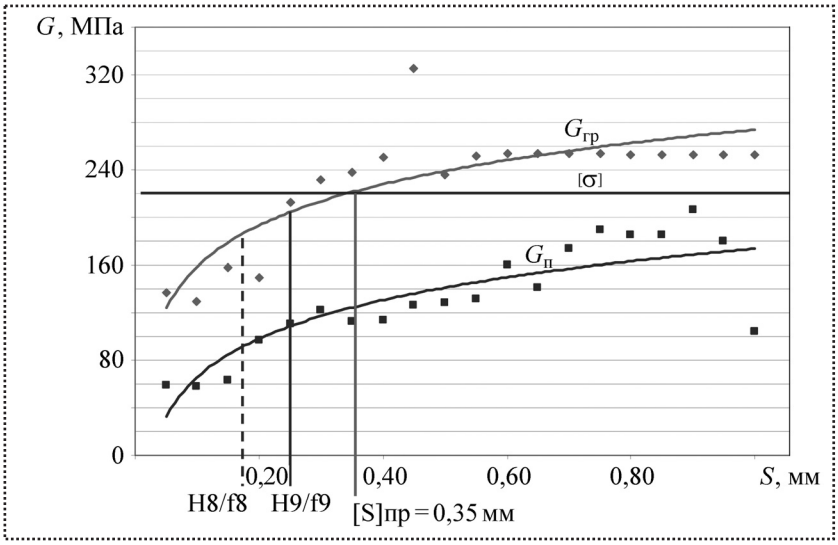


Рис. 3. Зависимость контактных напряжений на грундбуксе $G_{гр}$ и поршне $G_п$ от зазора S между рабочими поверхностями стойки:
[σ] – допускаемое контактное напряжение

качества соединений проводят в МГГУ. Получены следующие результаты. Одним из основных показателей качества соединений является зазор, который определяет особенности контакта деталей по сопрягаемым поверхностям. От величины полученного при сборке зазора в конечном счете зависит его ресурс. Если она выходит за предельно допустимую, то такое соединение бракуется, если не выходит – считается годным.

В процессе эксплуатации зазоры в соединениях увеличиваются до предельных, которые определяются эксплуатационным ресурсом. Очевидно, что соединения, изготовленные с меньшими зазорами, будут иметь больший эксплуатационный ресурс. Это соображение было положено в основу методических материалов по оценке уровня качества соединений деталей при изготовлении*:

$$K = 1 - \left(\frac{S - S_{min}}{ITS + \Delta}\right)^2 = 1 - \frac{(S - S_{min})^2}{(1{,}05ITS)^2}, \qquad (2)$$

где Δ – погрешность измерения, определяемая в соответствии с рекомендациями ISO – 5725 ($\Delta = 0{,}05ITS$).

Для установления взаимосвязи ресурса с уровнем качества соединения преобразуем уравнение (2):

$$S = 1{,}05ITS\sqrt{1-K} + S_{min}$$

и подставим его в формулу (1):

$$\frac{T}{T_{max}} = \frac{S_{пр} - 1{,}05ITS\sqrt{1-K} - S_{min}}{S_{пр} - S_{min}}$$

или

$$\frac{T}{T_{max}} = 1 - \frac{1{,}05ITS\sqrt{1-K}}{S_{пр} - S_{min}} = 1 - \frac{1{,}05ITS\sqrt{1-K}}{ITS_р} = 1 - \frac{1{,}05\sqrt{1-K}}{K_р},$$

где $K_р = ITS_р/ITS > 1$ – коэффициент запаса ресурса соединения по точности.

Зависимость ресурса от уровня качества при различных значениях коэффициента $K_р$, а также распределение соединений по ресурсу при точности сопрягаемых поверхностей по квалитету 9 и сборке методом полной взаимозаменяемости представлены на рис. 4. Как видно, ресурсы различных соединений могут различаться почти в 3 раза.

Данная зависимость универсальна. При любых значениях $K_р$ ресурс соединения стремится к максимальной величине, если уровень качества близок к единице. Этого можно достичь, обеспечивая при изготовлении и сборке зазоры в соединениях, близкие к минимально допустимым.

Из рис. 4 следует, что ресурс, составляющий 85–100 % максимально возможного, достигается при уровне качества соединений $K = 0{,}9...1{,}0$. При этом точность в соединениях должна соответствовать квалитету *7*. Однако в этом случае трудоемкость обработки сопрягаемых поверхностей существенно увеличивается.

* Радкевич Я.М. Оценка качества изготовления деталей // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 1. С. 26–29.

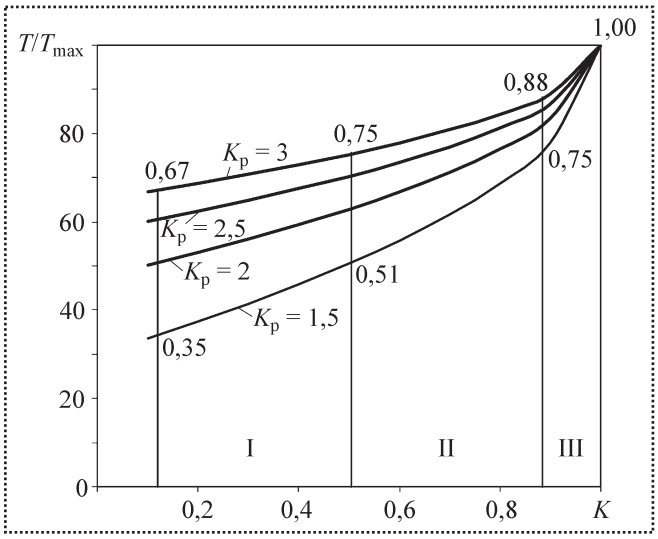


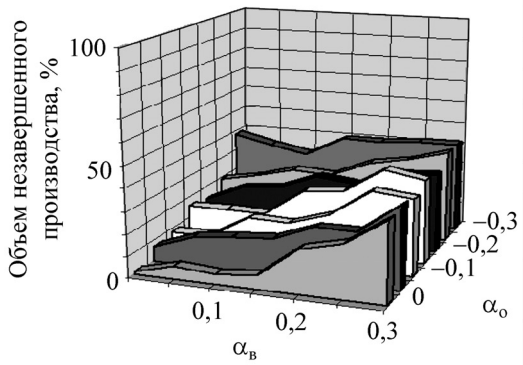
Рис. 4. Зависимость ресурса соединений от уровня качества при различных $K_р$. Точность сопрягаемых поверхностей по квалитету 9, сборка методом полной взаимозаменяемости:
I–III соответственно 7, 87 и 6 % соединений

Кроме того, отечественные заводы горного машиностроения не располагают производственными мощностями, технологиями и кадрами, способными стабильно обеспечить такую точность на всей длине гидроцилиндра (1000–1500 мм). Поэтому необходима селективная сборка соединений с точностью по квалитету 7 при точности изготовления сопрягаемых поверхностей по квалитетам 9–10.

Моделирование на ЭВМ метода групповой взаимозаменяемости выявило невозможность его использования для повышения ресурса соединений стоек. При мелкосерийном производстве весьма велика доля непарных деталей, образующихся в процессе сборки, и объем незавершенного производства может достигать 40–50 % всей программы производства (рис. 5). Основные причины – существенная зависимость результатов сборки от законов распределения размеров деталей, их количественных параметров и мелкосерийность производства.

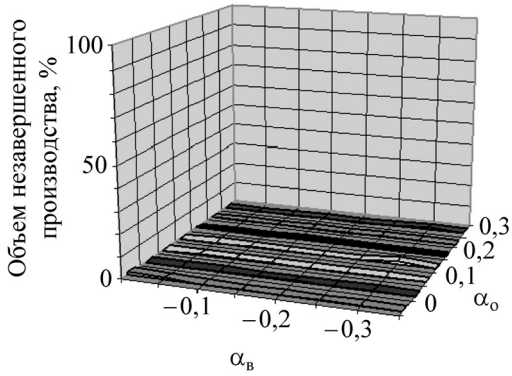
Для повышения ресурса стойки в условиях мелкосерийного производства разработан метод обеспечения заданной точности в соединениях – метод межгрупповой взаимозаменяемости, позволяющий комплектовать определенную размерную группу цилиндров поршнями из нескольких групп. Это делает сборку соединений независимой или мало зависимой от законов распределения размеров, их сочетаний и количественных параметров, а также от серийности производства (рис. 6). Для реализации и оценки эффективности метода разработано программное обеспечение, позволяющее моделировать на ЭВМ все основные виды сборки.

Моделирование на ЭВМ метода межгрупповой взаимозаменяемости позволило установить параметры соединений и сборки для стоек с номинальным внутренним диаметром цилиндра 180–250 мм, обеспечивающие задан-



Параметр	Значение
Допуск, *ITA* = *ITB*, мкм	150
Максимальный зазор, S_{max}, мкм	150
Минимальный зазор, S_{min}, мкм	50
Групповые допуски, *a* = *b* = *ITS*/2, мкм	50
Количество групп, $n_1 = n_2$	3
Нижнее предельное отклонение размера вала (поршня), *eib*, мкм	–100
Закон распределения размеров вала (поршня)	Нормальный
Закон распределения размеров отверстия (цилиндра)	Нормальный
Объем производства, шт.	200

Рис. 5. Объем незавершенного производства (от общего количества соединений) при сборке методом групповой взаимозаменяемости (*a* = *b* = *ITS*/2):
$\alpha_в$ и $\alpha_о$ – коэффициенты асимметрии для закона распределения размеров соответственно вала (поршня) и отверстия (цилиндра)



Параметр	Значение
Допуск, *ITA* = *ITB*, мкм	120
Максимальный зазор, S_{max}, мкм	150
Минимальный зазор, S_{min}, мкм	50
Групповые допуски, $a = b = ITS/5$, мкм	20
Количество групп, $n_1 = n_2$	6
Нижнее предельное отклонение размера вала (поршня), *eib*, мкм	–110
Закон распределения размеров вала (поршня)	Нормальный
Закон распределения размеров отверстия (цилиндра)	Равномерный
Объем производства, шт.	200

Рис. 6. Объем незавершенного производства при сборке методом межгрупповой взаимозаменяемости и разнотипных законах распределения размеров цилиндра и поршня ($a = b = ITS/5$)

ный ресурс, при вероятности возникновения незавершенного производства, близкой к нулю (табл. 2). При других номинальных диаметрах эти результаты мало отличаются друг от друга и от данных табл. 2.

Из табл. 2 следует, что все три варианта обеспечивают практически одинаковое повышение ресурса соединений стойки. В третьем варианте непарные детали при сборке стойки не образуются. Объем незавершенного производства фактически равен нулю даже при разнотипных законах распределения размеров цилиндров и поршней (рис. 6). Результаты сборки не зависят ни от законов распределения размеров и их количественных характеристик, ни от их сочетаний, ни от серийности производства.

Первый вариант сборки с групповыми допусками $a = b = ITS/3$ наиболее привлекателен для производства, так как для его реализации требуется сортировка деталей всего по четырем размерным группам и трудоемкость этого процесса минимальна по сравнению с другими вариантами. Однако отсутствие непарных деталей при сборке наблюдается не для всех значений рассматриваемых параметров. Данному варианту, как и второму, прису-

Таблица 2

Параметры соединений и сборки, обеспечивающие повышение ресурса стоек. Точность сопрягаемых поверхностей – квалитет 9, зазоры в соединениях – квалитет 7

Вариант	Допуск на размер, ITA=ITB, мкм	Нижнее предельное отклонение размера поршня, eib, мкм	Групповой допуск, *a*=*b*, мкм	Количество селективных групп, $n_1 = n_2$	Уровень качества соединений	Ресурс, % от максимально возможного	Применение
1	140	–120	ITS/3=35	4	0,964–0,974	87–94	Однотипные законы распределения размеров цилиндров и поршней, контроль параметров распределения, подналадка станков
2	125	–125	ITS/4=25	5	0,944–0,967	83–94	
3	120	–110	ITS/5=20	6	0,956–0,981	85–95	Без ограничений

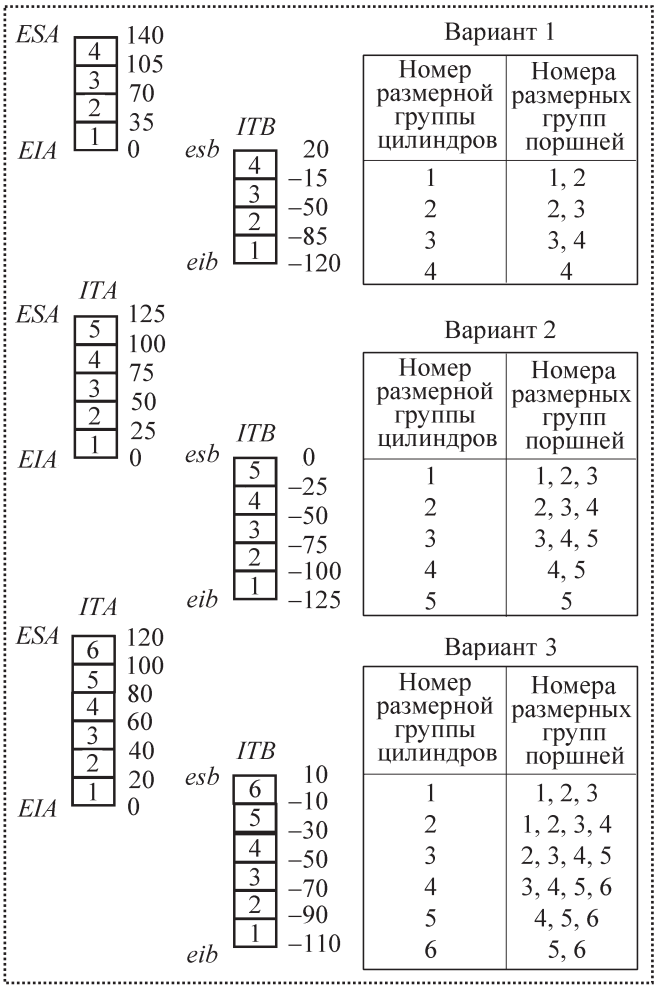


Рис. 7. Схемы сборки и порядок комплектации цилиндров поршнями

ща зависимость объема незавершенного производства от законов распределения размеров, их сочетаний и количественных характеристик. Эти варианты сборки могут быть использованы при соблюдении определенных условий. Схемы сборки и порядок комплектации цилиндров поршнями представлены на рис. 7, а распределение соединений по ресурсу – на рис. 8.

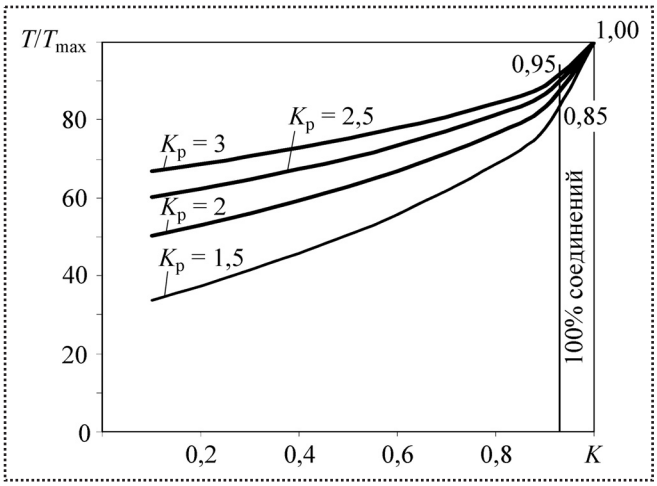


Рис. 8. Зависимость ресурса соединений от уровня качества при различных значениях $K_р$. Точность сопрягаемых поверхностей по квалитету 9, сборка по квалитету точности 7 методом межгрупповой взаимозаменяемости

Выводы

Установлена зависимость ресурса от уровня качества соединений. Показано, что действующая технология изготовления и сборки не обеспечивает однородность соединений по ресурсу, который у гидростоек из одной партии может различаться почти в 3 раза.

Для повышения ресурса гидростойки необходимо обеспечить точность в соединениях не ниже квалитета 7, что требует существенных затрат и наличия соответствующих производственных мощностей.

Предложено использовать для сборки оригинальный метод, позволяющий обеспечить точность в соединениях по квалитету 7 при точности изготовления сопрягаемых поверхностей по квалитетам 9–10 и вероятности возникновения незавершенного производства, близкой к нулю.

УДК 621.753.3

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

Совершенствование технологического процесса сборки шариковых винтовых передач с целью повышения их грузоподъемности

Аналитическим путем обоснована возможность повышения на 35–45 % грузоподъемности шариковой винтовой передачи в результате рационального формирования комплекта деталей на сборочной операции.

By the analytical way proves possibility of increase of load-carrying capacity of a ball screw gear on 35–45 % as a result of rational formation of the assembly complete set of details on assembly operation.

Ключевые слова: винт, передача, грузоподъемность, увеличение, сборка, погрешность, компенсация.

Key words: the screw, gear, load-carrying capacity, assemblage, increase, error, compensation.

Повышение грузоподъемности любого механизма без увеличения его габаритов – задача актуальная во всех отраслях техники. Цель данной работы – теоретическое обоснование возможности значительного роста грузоподъемности шариковых винтовых передач за счет рациональной организации операции сборки.

Грузоподъемностью винтовой передачи называют наибольшую величину осевой нагрузки, которую она способна воспринимать без появления на контактирующих поверхностях винта, гайки или шарика остаточных пластических деформаций. Очевидно, что при прочих равных условиях грузоподъемность шариковой винтовой передачи (ШВП) тем больше, чем больше суммарная площадь S контакта во всех ее контактных группах. Из [1] имеем:

$$S = S_1 \sum_{i=1}^{m} \left(1 - \frac{h_i}{h_m}\right)^{\frac{2}{n}}, \qquad (1)$$

где S_1 – площадь контакта в первом контактирующем витке ШВП;

m – общее количество витков резьбы гайки;

h_i и h_m – величины зазоров в i-м и m-м витках;

n – показатель формы профиля дорожки качения.

Обозначим

$$U_s = \sum_{i=1}^{m} \left(1 - \frac{h_i}{h_m}\right)^{\frac{2}{n}}. \qquad (2)$$

Максимума функции (1) при выполнении операции сборки можно достичь при максимальном значении коэффициента U_s. Для этого запишем (2) следующим образом [1]:

$$U_s = \sum_{i=1}^{m} \left[\frac{(m-1)\frac{n_г}{k}(e_2 - e_1) + \xi_m - (i-1)\frac{n_г}{k}(e_2 - e_1) - \xi_i}{(m-1)\frac{n_г}{k}(e_2 - e_1) + \xi_m} \right]^{\frac{2}{n}}, \qquad (3)$$

где e_1 и e_2 – систематические погрешности шага винта и гайки;

ξ_i и ξ_m – случайные погрешности шага i-го и m-го витков ШВП;

$n_г$ – количество витков гайки;

k – общее количество шариков.

Обозначим

$$\frac{n_г}{k}(e_2 - e_1) = e,$$

где e – систематическая погрешность сборки ШВП.

В ШВП профиль дорожек качения винта и гайки чаще всего описывается дугой окружности. В этом случае $n = 2$. Тогда

$$U_s = \sum_{i=1}^{m}\left(1 - \frac{(i-1)e + \xi_i}{(m-1)e + \xi_m}\right). \quad (4)$$

Обозначим $\xi = \xi_m = \xi_i/a$, откуда $\xi_i = a\xi$. С учетом этого обозначения:

$$U_s = \sum_{i=1}^{m}\left(1 - \frac{(i-1)e + a\xi}{(m-1)e + \xi}\right). \quad (5)$$

Величина a является случайной, так как ξ_i и ξ_m – случайные величины. Наиболее вероятны значения a, близкие к единице, поскольку ξ_i и ξ_m распределены по одному и тому же закону и имеют одинаковые математическое ожидание и дисперсию. Тогда выражение (5) примет вид:

$$U_s = \sum_{i=1}^{m}\left(1 - \frac{(i-1)e/\xi - 1}{(m-1)e/\xi - 1}\right). \quad (6)$$

Для определения оптимального соотношения e/ξ построим показанный на рисунке график зависимости

$$f_1(e/\xi) = \frac{(i-1)e/\xi - 1}{(m-1)e/\xi - 1}; \quad (7)$$

$$f_2(e/\xi) = 1 - \frac{(i-1)e/\xi - 1}{(m-1)e/\xi - 1} \quad (8)$$

для ШВП, имеющей гайку с шестью витками ($k = 6$), находящимися в контакте посредством шариков с витками винта ($m = 6$) для всех контактных групп ($i = 1, 2...6$). Как видно из графика, оптимальное соотношение между возникающими в результате сборки ШВП систематической и случайной погрешностями соответствует координате пересечения функции f_1 с осью абсцисс. Так, для второй контактной группы $e/\xi = 1$, для третьей – 0,5 и т.д. Эти соотношения справедливы для ШВП, имеющей гайку с шестью витками резьбы, находящимися в контакте посредством шариков с шестью витками резьбы винта.

Понятно, что при изменении конструкции ШВП (увеличении или уменьшении числа витков винтовой поверхности гайки) в различных контактных группах (при изменении i от 2 до m) оптимальное соотношение погрешностей будет различно (табл. 1).

При сборке ШВП оптимальное соотношение между систематической и случайной погрешностями целесообразно обеспечивать при помощи комплектации передачи шариками с такими характеристиками математического ожидания и рассеяния размеров, которые, суммируясь со случайными погрешностями шагов винта и гайки, обеспечивали бы данное соотношение.

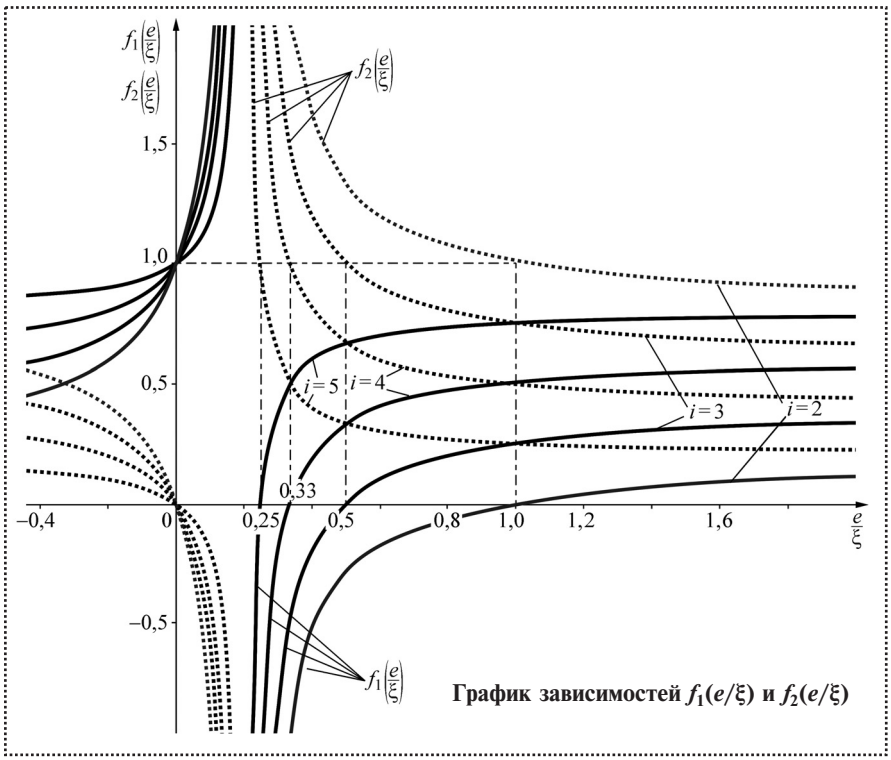


График зависимостей $f_1(e/\xi)$ и $f_2(e/\xi)$

Таблица 1

$e/\xi_{опт}$ в различных контактирующих витках

i	1	2	3	4	5	6	7	8
$e/\xi_{опт}$	–	1	0,5	0,33	0,25	0,2	0,17	0,14

Необходимо принять для всей передачи такое соотношение e/ξ, которое обеспечит максимальное значение суммы в выражении (1) и, таким образом, наибольшую суммарную площадь контакта шариков с дорожками качения винта и гайки при прочих равных условиях. Для этого определим значения U_s в выражении (6) при различных соотношениях e/ξ (табл. 2).

Таким образом, из множества возможных соотношений систематической и случайной погрешностей сборки рациональным является $e/\xi = 1$, так как в этом случае появляется возможность за счет правильно направленной псевдослучайной погрешности в виде смещенного математического ожидания размера шариков полностью компенсировать систематическую накопленную погрешность на втором рабочем витке собранной передачи. При этом площадь контакта шариков с дорожками качения винта и гайки во второй контактной группе будет равна площади их контакта в первой группе. То есть два рабочих витка передачи одновременно вступят в контакт и в равной степени будут воспринимать рабочую нагрузку.

Учитывая то, что на виток, вступающий в контакт первым, приходится большая часть рабочей нагрузки, наличие второго такого же витка в значительной степени разгружает его и обеспечивает повышение грузоподъемности всей передачи. Конструкции передач с гайками, разделенными на пары витков, широко известны. В них вполне возможно комплектовать каждую пару рабочих витков гайки своим комплектом шариков, обеспечивающих оптимальное соотношение $e/\xi = 1$.

Таблица 2

Значение коэффициента U_s в зависимости от соотношения e/ξ

e/ξ	1	0,5	0,33	0,25	0,2	0,17	0,14
U_s	3,5	2,43	2,24	2,1	2,0	1,92	1,8

Вместе с тем необходимо заметить, что при таком соотношении систематической и случайной погрешностей и в других контактных группах площадь контакта несколько больше, чем при $e/\xi < 1$. Так, в третьей контактной группе при $e/\xi = 1$ и 0,5 получим соответственно $U_s = 0{,}75$ и 0,43; в четвертой – 0,5 и 0,29. То есть при оптимальном соотношении e/ξ во втором витке все остальные контактные группы (витки) ШВП работают более эффективно, что обусловлено компенсацией систематической погрешности псевдослучайной.

При сборке оптимальное соотношение этих погрешностей целесообразно обеспечивать при помощи комплектования ШВП шариками, имеющими соответствующие номинальные размеры и заданные параметры их рассеяния.

Каждые винт и гайка имеют своеобразный паспорт качества в результате полного контроля параметров винтовых поверхностей. Таким образом, значение суммы в правой части выражения (6) перед началом операции сборки всегда известно, что позволяет подобрать расчетным путем для комплектации ШВП партию шариков с соответствующим значением математического ожидания и параметрами рассеяния их размеров. При этом величина математического ожидания размеров шариков должна быть смещена относительно их расчетного номинального размера на величину накопленной систематической погрешности в сторону, противоположную ей, а величина рассеяния размеров шариков должна быть задана, исходя из требуемой вероятности получения размера шариков, равного его математическому ожиданию.

Библиографический список

1. **Изнаиров Б.М.** Обеспечение рациональных геометрических параметров многозвенных соединений и резервирование их элементов / Б.М. Изнаиров, А.Н. Васин, О.Б. Изнаиров // Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2008. 200 с.

УДК 681.2+62.001.57

А.С. Гольцов, М.Г. Кристаль, *д-ра техн. наук,* **Р.Н. Кулагин, О.С. Харькин,** *канд-ты техн. наук,* **Т.В. Безрукова**
(Волгоградский государственный технический университет, Волжский политехнический институт)
E-mail: krysmar@mail.ru

Автоматизация измерения внутреннего диаметра длинномерных гильз гидроцилиндров

Рассмотрен новый способ автоматического измерения диаметров глубоких отверстий, который заключается в последовательном сканировании зоны, близкой к диаметру отверстия. Это позволяет исключить влияние на точность измерения погрешности базирования измерительной головки. Устройство, реализующее данный способ, успешно внедрено в производство, что существенно повысило качество сборки гидроцилиндров для автомобильных кранов.

A new method of automatically measuring the diameters of deep holes. The method consists in sequential scanning zone close to the hole diameter. This allows us to eliminate the influence of the measurement error of basing the measurement head. A device that implements this method, successfully introduction to production, which greatly improved the quality of the assembly of hydraulic cylinders for automotive-type cranes.

Ключевые слова: автоматизация измерения, автомобильный кран, качество сборки.

Key words: measuring automation, automotive-type crane, quality assembly.

В конструкциях современных автомобильных кранов наряду с тросовыми системами подъема грузов используют телескопические устройства выдвижения и подъема стрелы с гидравлическим приводом. Внутреннюю поверхность гильз таких гидроцилиндров, как правило, характеризует отношение $\xi = l/D$, где l – длина отверстия; D – его диаметр. При $\xi > 10$ отверстие относят к категории глубоких.

Качество соединения "гильза – поршень" в первую очередь зависит от точности исполнения отверстия. Например, гильза одного из гидроцилиндров выдвижения стрелы автомобильного крана имеет длину $l = 7800$ мм. Обработку таких глубоких отверстий выполняют на специальных станках с установкой обрабатываемой детали в люнетах.

Поскольку инструментальная головка при механической обработке выдвигается со скоростью подачи, а обрабатываемая деталь вращается, то инструмент подвергается действию вынуждающей силы, изменяемой по закону, близкому к гармоничному, а частота собственных колебаний инструмента меняется в пределах одного цикла обработки. Установленная в люнетах деталь представляет собой систему с распределенными параметрами, что в ходе обработки приводит к образованию погрешности не только размера обрабатываемого отверстия, но и его формы как в продольном, так и поперечном сечении.

Так, например, на Камышинском крановом заводе (ныне ОАО "Газпром кран"), при обработке гильзы кранового гидроцилиндра длиной $l = 7800$ мм с внутренним диаметром $D = 100$ мм (допуск +87 мкм) возникала седловидность отверстия с увеличенными размерами на краях заготовки. Рабочий, выполняющий обработку, контролировал размер при помощи нутромеров только на длине 1 м от торцов обрабатываемой детали. При этом зачастую увеличенные размеры диаметра отверстия выходили за пределы поля допуска.

Остальные размеры внутри гильзы оставались неконтролируемыми, что существенно

снижало качество сборки гидроцилиндра, приводило к большим относительным перекосам штокопоршневой группы относительно гильзы гидроцилиндра, повышенному изнашиванию уплотнительных элементов конструкции и снижало эксплуатационный ресурс.

Известный способ контроля внутренних диаметров подобных изделий заключался в вертикальном вывешивании обработанной детали и пропускании через отверстие на тросе измерительной головки с двумя парами струйных датчиков, соединенными по дифференциальной схеме. При этом погрешность измерения складывалась из погрешностей самих датчиков, их установки в измерительной головке, а также погрешности преобразования измеряемого сигнала. Кроме того, поскольку измерение выполняли на детали, снятой со станка, то коррекцию размера выполняли с нарушением принципа неизменности базирования детали при обработке.

Нами предложен лишенный перечисленных недостатков способ* автоматического измерения внутреннего диаметра глубокого отверстия непосредственно на обрабатывающем оборудовании. Главное его достоинство – исключение влияния на точность измерения погрешности расположения измерительной головки относительно измеряемой поверхности.

Измерение осуществляют по следующей схеме (рис. 1). Измерительную головку *1* с радиальными датчиками *2* и *3* вводят в отверстие детали *4* и за счет базирования в нем головки с помощью эксцентриковой втулки *5* смещают ось измерительной головки относительно оси отверстия на величину, бо́льшую десятикратной погрешности центрирования датчиков, но меньшую диапазона измерения датчиков.

Затем измерительную головку вращают относительно оси отверстия и за счет эксцентриситета втулки получают с датчиков *2* и *3* периодически суммарный и разностный сигналы, которые запоминают, например, с помощью операционных усилителей. В момент достижения разностным сигналом экстремального значения определяют величину суммарного сигнала, которая автоматически фиксируется в запоминающем устройстве и по которой определяют диаметр контролируемого отверстия.

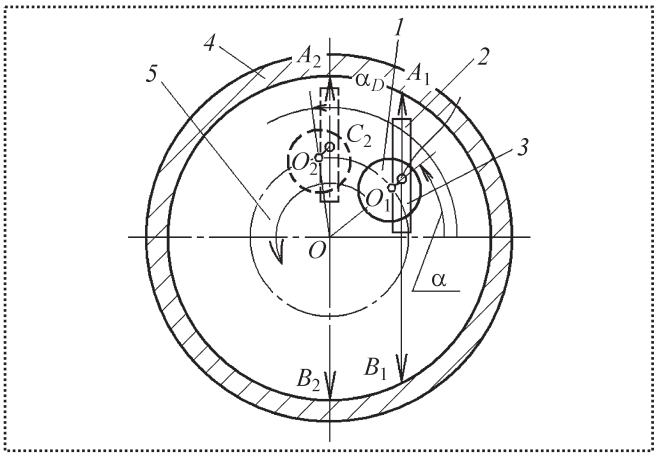


Рис. 1. Измерение внутреннего диаметра отверстия вращающейся измерительной головкой

Принудительное смещение оси измерительной головки – эксцентриситет *e* соответствует отрезку OO_1 (см. рис. 1). Его величина, бо́льшая десятикратной погрешности центрирования датчиков *2* и *3*, обеспечивает при круговом движении головки *1* прохождение плоскости измерения датчиков через диаметральную плоскость отверстия детали *4* и способствует формированию гармонических сигналов с датчиков (рис. 2), а для обеспечения линейности преобразования сигналов указанная величина смещения не должна превышать диапазон измерения датчиков.

Отрезок O_1C_1 является погрешностью центрирования датчиков, т.е. смещением плоскости измерения датчиков от оси измерительной головки. При обеспечении условия $\frac{OO_1}{O_1C_1} \geq 10$ получают упрощение зависимости для суммарного U_+ и разностного U_- сигналов.

Если измерительная плоскость датчиков *2* и *3* не совпадает с осью отверстия в контроли-

* А.с. № 1580140. Способ измерения диаметра отверстия / М.Г. Кристаль, Р.Н. Кулагин, О.С. Харькин, В.Н. Петров // Б.И. № 27. 1990.

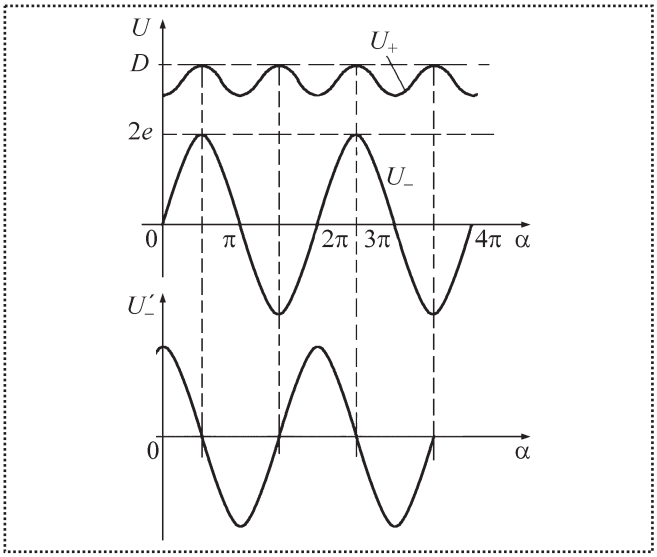


Рис. 2. Диаграммы разностного U_- и суммарного U_+ сигналов на выходе датчиков

руемом сечении детали, то суммарный сигнал U_+ соответствует хорде A_1B_1:

$$U_+ = U_1 + U_2 = A_1C_1 + B_1C_1 = A_1B_1$$

или

$$U_+ = D\sqrt{1 - \frac{2e}{D}\cos^2\alpha},$$

где D – диаметр измеряемого отверстия;

α – угол поворота измерительной головки.

При $\alpha = \frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}, ..., \frac{\pi}{2}(2n-1)$ суммарный сигнал U_+ имеет экстремальное значение и соответствует искомому диаметру отверстия:

$$D = A_2B_2.$$

Для надежной фиксации углов α_D сигналы с датчиков *2* и *3* вычитают и получают разностный сигнал

$$U_- = U_2 - U_1 = B_1C_1 - A_1C_1$$

или

$$U_- = 2e\sin\alpha.$$

Разностный сигнал U_- непрерывно дифференцируют и выделяют сигнал производной U'_-, который сдвинут по фазе относительно сигнала U_- на угол $\beta = \frac{\pi}{2}$ (см. рис. 2):

$$U'_- = \frac{\partial U_-(\alpha)}{\partial\alpha} = 2e\sin(\alpha \pm \beta).$$

В момент перехода сигнала производной U'_- через ноль, что соответствует углам $\alpha = \frac{\pi}{2}(2n-1)$, фиксируют значения суммарного сигнала U_+, пропорционального действительному размеру измеряемого отверстия. Предлагаемый способ позволяет повысить производительность измерения (достаточно одного оборота измерительной головки относительно оси отверстия), а использование разностного сигнала для анализа суммарного сигнала датчиков повышает точность измерения.

Данный способ был успешно внедрен в производство на Камышинском крановом заводе. Для его реализации была разработана автоматическая измерительная головка, снабженная двумя индуктивными датчиками. Юстировку датчиков по предельным калибрам от нуля до 150 мкм выполняли при помощи самотормозящейся червячной пары. В конструкции были также введены средства арретирования с электромагнитным приводом. После очередного прохода инструментальную головку на стебле заменяли на измерительную, которую прогоняли по отверстию с определенным шагом, а измерения фиксировались на проградуированном стрелочном приборе, установленном в блоке управления.

Внедренная разработка позволяет уже на стадии предварительной обработки глубоких отверстий скорректировать технологический процесс для достижения точности размеров, заданных в конструкторской документации.

Таким образом, предложенный способ автоматического контроля внутренних диаметров глубоких отверстий непосредственно на обрабатывающем оборудовании позволяет существенно повысить качество сборки гидроцилиндров, используемых в конструкциях различных машин, а также в гидростойках механизированных крепей в составе горного оборудования.

УДК 621.9.06-233.1-762

А.Ю. Албагачиев, *д-р техн. наук,* **А.П. Кушнир,** *канд. техн. наук*
(Московский государственный университет приборостроения и информатики)
e-mail: is5mgupi@yandex.ru

Влияние параметров сборки бесконтактных уплотнительных устройств на герметичность шпиндельных узлов

Рассмотрена герметичность шпиндельных узлов в зависимости от монтажных зазоров в бесконтактных уплотнениях. Показано, что существующие рекомендации по выбору аксиальных зазоров могут применяться лишь в неответственных сборочных узлах и нуждаются в пересмотре.

We consider a problem of spindles tightness depending on the values of assembly gaps in non-contact labyrinth seals. It is shown, that existing recommendations at the choice of axial clearances can be applied only in irresponsible assembly units and require review.

Ключевые слова: сборка, уплотнительное устройство, лабиринтное уплотнение, герметичность, зазор, шпиндельный узел.

Key words: assembling, sealing devices, labyrinth seals, tightness, clearance, spindle assembly.

Одна из важнейших задач сборки машин – достижение требуемой точности замыкающих звеньев [1]. Обеспечение заданных монтажных параметров определяет требуемое качество изделий в целом, в том числе показатели назначения, технологичности и надежности [2]. К числу таких показателей, входящих в состав технических требований к сборке, относится герметичность узла [3].

Рассмотрим в этой связи особенности установки бесконтактных лабиринтных уплотнений, которые наиболее широко используют для герметизации опор качения шпиндельных узлов металлорежущих станков. Решение этой задачи имеет очень большое практическое значение, так как от качества работы уплотнения зависят такие важнейшие параметры станка, как точность, жесткость, виброустойчивость и долговечность.

Лабиринтное уплотнение состоит из вращающейся и неподвижной деталей, разделенных радиальными и аксиальными зазорами h (рис. 1). Радиальные зазоры в процессе монтажа лабиринтного узла, как правило, не регулируют и выбирают минимально возможными из условия гарантированной надежности сборки. Аксиальные зазоры можно обеспечивать различными методами (полной взаимозаменяемости, регулирования и пригонки).

Как показано в работе [4], на герметичность шпиндельного узла наибольшее влияние оказывают аксиальные зазоры, что связано с особенностями динамики течения герметизируемой среды в уплотнении. Вследствие насосного эффекта в зазорах уплотнения возникает пере-

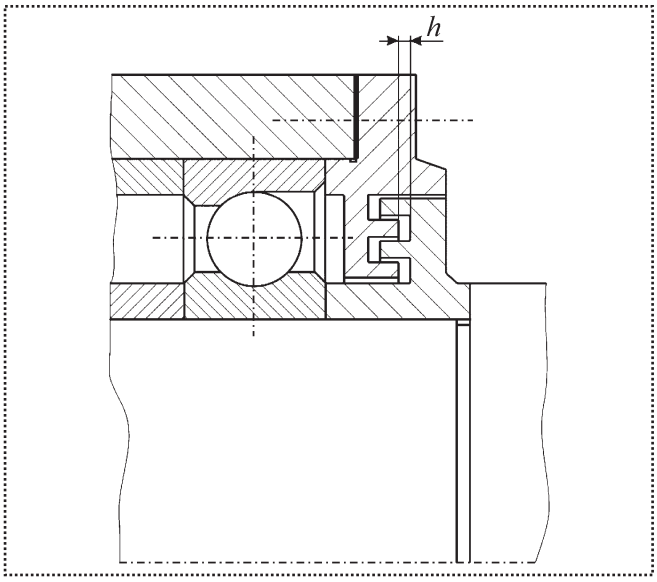


Рис. 1. Лабиринтное уплотнение

пад давления, препятствующий попаданию загрязнений внутрь шпиндельного узла. Величина перепада давления (в системе СИ) на уплотнении согласно данным [5] определяется зависимостью

$$\Delta p = \rho\omega^2 (r_2^2 - r_1^2)/2, \qquad (1)$$

где Δp – перепад давления, развиваемый уплотнением;

ρ – плотность герметизируемой среды;

ω – угловая скорость шпинделя;

r_2, r_1 – соответственно наружный и внутренний радиусы уплотнения.

Как следует из формулы (1), перепады давления, развиваемые уплотнением (а следовательно, и герметичность) увеличиваются с ростом угловой скорости вращения шпинделя, протяженности зазоров в радиальном направлении и не зависят от величины аксиального зазора. Поэтому на практике величины аксиальных зазоров выбираются по табличным данным.

Как видно из таблицы, данные различных авторов достаточно хорошо согласуются друг с другом. Тем не менее, на практике (по данным 1ГПЗ и др. заводов) в шпиндельных узлах, особенно высокоскоростных, обнаруживали не только абразивные частицы, но и капли смазочно-охлаждающих жидкостей, попавшие внутрь герметизируемых опор из зоны резания. Соответственно средняя долговечность подшипников получалась намного меньше расчетной, определяемой по критерию усталости [8].

Рекомендации по выбору величины монтажного зазора

Диаметр уплотнения, мм	Зазор h, мм, по данным		
	[5]	[6]	[7]
10...45	1	1	1,5...3,5
45...80	1,5	1,5	1,5...3,5
80...110	2	2	1,5...3,5
110...180	2,5	2,5	2...4
181...260	Нет данных	2,75	2...4
261...360	Нет данных	3	Нет данных
501...1000	Нет данных	5	Нет данных

В целях проверки рекомендаций по выбору зазоров в лабиринтных уплотнениях в МГУПИ совместно с ЭНИМС были проведены теоретические и экспериментальные исследования.

Следует отметить, что формула (1) неверна. Для получения уточненных значений выделим элементарный объем герметизируемой среды (воздуха, смазочно-охлаждающего состава) в щели уплотнения. Так как эта среда вращается в зазорах между дисками лабиринта, то на элементарный объем в установившемся режиме действуют центробежные силы инерции

$$dF = (\beta\omega)^2 r^{-1} dm, \qquad (2)$$

где β – коэффициент закрутки потока (отношение угловых скоростей герметизируемой среды и шпинделя);

dm – масса элементарного объема.

В результате интегрирования уравнения (2) после ряда преобразований получим

$$\Delta p = \rho\beta^2\omega^2 (r_2^2 - r_1^2)/2, \qquad (3)$$

где ρ – плотность герметизируемой среды.

Согласно опытным данным [9] $\beta \approx 0{,}4...0{,}5$. Таким образом, выражение (1) завышает в 4...5 раз перепад давления на уплотнении в установившемся режиме.

Для определения уточненного значения коэффициента закрутки потока воспользуемся схемой течения Шульц–Грунова [9]:

– для течения герметизируемой среды вблизи вращающейся поверхности

$$u = \omega r\{1-(1-\beta)[1-(1-z/\delta)^2]\}; \qquad (4)$$
$$v = v_0[1-(2z/\delta-1)^2];$$

– для течения герметизируемой среды вблизи невращающейся поверхности

$$u = \beta\omega r[1-(1-x/\delta)^2];$$
$$v = v_0[1-(2x/\delta-1)^2]; \qquad (5)$$
$$x = h - z,$$

где u – окружная составляющая скорости герметизируемой среды;

z – осевая координата;

δ – толщина пограничного слоя;

v – радиальная составляющая скорости герметизируемой среды;

v_0 – ее максимальное значение.

Считая, что толщина пограничного слоя не зависит от радиуса, из (4) и (5) следуют выражения

$$\tau_u = \mu\frac{\delta u}{\delta z} = -2(1-\beta)\mu\omega r/\delta;$$
$$\tau_r = \mu\left(\frac{\delta v}{\delta z}\right) = 4\mu v_0/\delta, \qquad (6)$$

где τ_u, τ_r – окружная и радиальная составляющие касательных напряжений на вращающихся поверхностях;

μ – динамический коэффициент вязкости.

Аналогично рассчитывают касательные напряжения на невращающихся поверхностях. Далее на основе уравнения импульсов с учетом (4)...(6) определяем осредненные значения толщин пограничных слоев и из условия равенства моментов на поверхностях уплотнительного устройства получаем искомую зависимость для коэффициента закрутки потока (для случая малых радиальных зазоров):

$$\beta = (0{,}5 + 2b/r_2)/(1 + 2h/r_2 + 4b/r_2). \qquad (7)$$

Следует отметить, что область применения схемы Шульц–Грунова соответствует течению среды с разделяющимися пограничными слоями. При очень малых зазорах происходит слияние пограничных слоев на диске и корпусе (вращающейся и невращающейся поверхностях), вследствие чего эпюра окружных скоростей становится линейной. Интегрирование выражения (2) в этом случае приводит к теоретическому результату, полученному А.И. Голубевым:

$$\Delta p = 0{,}15\rho\omega^2(r_2^2 - r_1^2), \qquad (8)$$

откуда следует, что коэффициент закрутки потока при очень малых зазорах стремится к значению $\beta = 0{,}548$.

Таким образом, верхней границе коэффициента закрутки потока соответствует выражение

$$\beta = (0{,}548 + 2b/r_2)/(1 + 2h/r_2 + 4b/r_2). \qquad (9)$$

Как показывает рис. 2, при малых зазорах полученные теоретические выражения (7), (9) хорошо сходятся с известными экспериментальными зависимостями [9].

Анализ выражений (1), (3) и (8) показывает, что герметичность уплотнения должна увеличиваться с ростом угловой скорости. Очевидность этого вывода послужила, по-видимому,

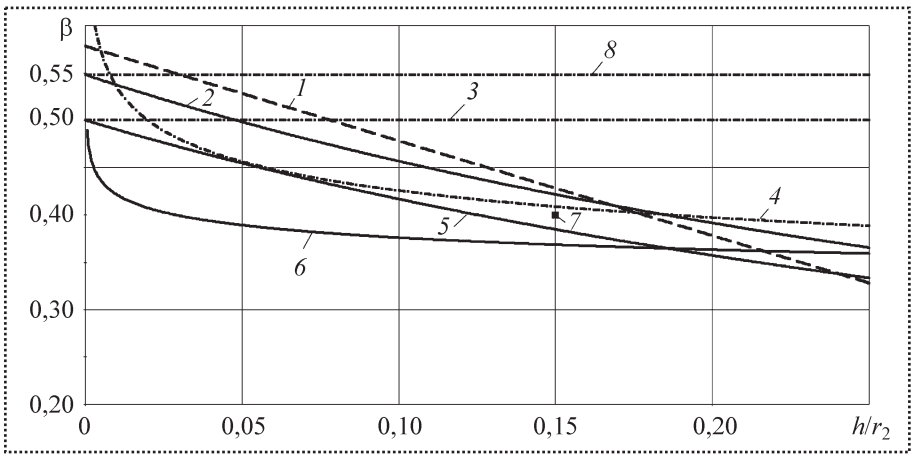


Рис. 2. Зависимость коэффициента закрутки потока от относительного осевого зазора:
1 – по опытам Дью мл.; *2* – по ф. (9); *3* – по теории Шульц–Грунова и Л.Г. Лойцянского; *4* – по эмпирической зависимости А.Л. Кузнецова; *5* – по ф. (7); *6* – по эмпирической зависимости П.И. Сыромахи; *7* – результат эксперимента В.С. Седача; *8* – по теории А.И. Голубева

причиной отсутствия каких-либо подтверждений этого предположения. Эксперименты и теоретические исследования, проведенные в МГУПИ, показали, что увеличение герметичности имеет место лишь до некоторого предела. Это неожиданное явление можно объяснить, представив формулы (1), (3) и (8) в более адекватном виде: вместо внутреннего радиуса уплотнения r_1 следует использовать радиус R границы раздела фаз воздух–жидкость:

$$R = \sqrt{r_2^2 - \frac{2\Delta p_0}{\rho\beta^2\omega_2^2}}, \qquad (10)$$

где Δp_0 – внешний перепад давления, приложенного к уплотнению.

При малых частотах вращения, действительно, внешний перепад давления может в частном случае быть равен максимальному перепаду давления, развиваемого уплотнением, что соответствует условию $R = r_1$. Однако с ростом частоты вращения давление, развиваемое уплотнением, увеличивается. Но, так как внешний перепад давления, приложенный к уплотнению, остается без изменения, граница раздела фаз смещается к наружному радиусу уплотнения r_2.

Начиная с некоторой критической частоты вращения, течение герметизируемой среды в зазоре уплотнения становится неустойчивым, возникает автоколебательный процесс. Герметизируемая среда полностью покидает уплотнение, затем опять проникает в зазоры уплотнения. Так как любая материальная среда обладает инерционностью, то коэффициент закрутки потока достигает установившихся значений (7)...(9) с некоторым запаздыванием, а в момент входа в щель он близок к нулю, вследствие чего подкоренное выражение (10) становится отрицательным. Это означает, что уплотнение не обеспечивает герметичность узла. Полученные результаты были позднее подтверждены зарубежными исследователями.

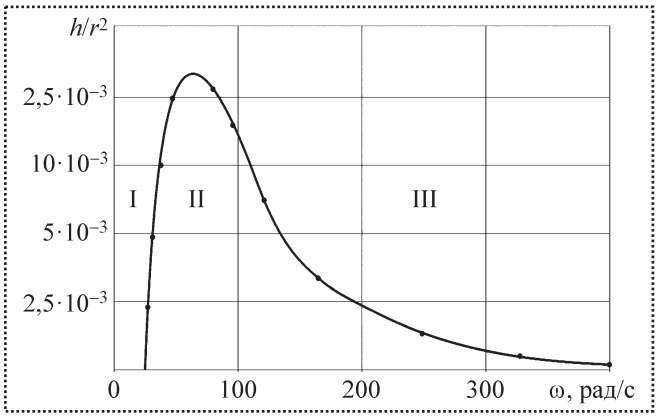


Рис. 3. Граница герметичности лабиринтного уплотнения в зависимости от относительного аксиального зазора и угловой скорости шпинделя

На рис. 3 приведена впервые обнаруженная граница герметичности уплотнения (область II) в зависимости от относительного аксиального зазора и угловой скорости шпинделя. В областях I и III имеет место утечка через уплотнение. Причем в области I утечка вызвана низкими перепадами давления Δp, развиваемыми уплотнением, а в области III, наоборот, высокими. В области I повышение внешнего перепада давления Δp_0, приложенного к уплотнению, снижает герметичность, а в области III, как это ни парадоксально, повышает.

Результаты исследований показали, что существующие рекомендации по выбору монтажных зазоров в лабиринтных уплотнениях на настоящий момент полностью устарели. Этот неожиданный, на первый взгляд, факт объясняется изменившимися условиями эксплуатации шпиндельных узлов металлорежущих станков. Например, в шлифовальных станках частоты их вращения достигают нескольких десятков тысяч оборотов в минуту. Если в условиях относительно низкой быстроходности уплотнения обеспечивают удовлетворительную герметичность, то при повышении скорости резания их работоспособность резко снижается.

По результатам работы можно сделать вывод о том, что существующие рекомендации [5–7] по выбору монтажных аксиальных зазоров применимы лишь для низкоскоростных малоответственных узлов (область вблизи левой границы герметичности на рис. 3). Для ответственных узлов и быстроходных машин величины аксиальных зазоров необходимо назначать с учетом режима работы узла.

Библиографический список

1. **Проектирование** технологии / И.М. Баранчукова, А.А. Гусев, Ю.Б. Крамаренко и др.; под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. М.: Высшая школа, 1999. 416 с.

2. **Справочник** "Стандартизация". URL: http://www.standartizac.ru/ certification/tochnost.html, 12.01.2011

3. **Справочник** технолога-машиностроителя: В 2 т: т. 2 (под ред. А.М. Дальского, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова и др.). Изд. 5-е, испр. 2003. 912 с.

4. **Лизогуб В.А., Кушнир А.П.** Современные уплотнительные устройства высокоскоростных шпиндельных узлов металлорежущих станков. М.: ВНИИТЭМР, 1985. 44 с.

5. **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т. 3. М.: Машиностроение, 2001. 557 с.

6. **Монтаж** технологического оборудования прокатных станов. Ведомственные строительные нормы ВСН 395–85. Минмонтажспецстрой СССР. М.: ЦБНТИ, 1986.

7. **Комиссар А.Г.** Уплотнительные устройства опор качения. М.: Машиностроение, 1980. 192 с.

8. **Кушнир А.П.** Долговечность шпиндельных узлов на опорах качения по критерию точности вращения в условиях абразивного износа. Фундаментальные проблемы и современные технологии в машиностроении. Сб. трудов Междунар. науч.-практ. конф. М.: Машиностроение, 2010. С. 120–123.

9. **Дорфман Л.А.** Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. М.: ГИФМЛ, 1960. 260 с.

УДК 621.71

Ю.Ф. Назаров, *д-р техн. наук, профессор,* **Л.Ю. Руднева,** *канд. техн. наук, доцент,*
М.П. Дубков *(Московский государственный открытый университет)*
Тел.: (499) 683-5873

Анализ напряженно-деформированного состояния деталей с упругими свойствами при прецизионной сборке

Одним из направлений развития современной техники является создание малогабаритных систем. Современные методы измерения жесткости высокоточных вибрационных пластин специальных агрегатов и приборов базируются на фундаментальной теории упругости. Проблема микроминиатюризации в производстве агрегатов специальных изделий, создание микро- и наноагрегатов предъявляет особые требования к технологии сборки этих изделий. Предложена методика расчета таких пластин одним из приближенных методов расчета теории упругости – методом конечных элементов.

Creation of microelectromechanical systems is the direction of the modern techniques. The modern measurement's rigidity methods of high-precision vibration plates for special aggregates and instruments are based on the fundamental theory of elasticity. The microminiaturization problem in such aggregates production and micro- and nanoagregates creation makes special demands to the technology. The design procedure of such vibration plates by the finite-element method is offered. It is one of the approximate calculation methods of the elasticity theory.

Ключевые слова: жесткость, вибрационная пластина, теория упругости, метод конечных элементов.

Key words: rigidity, a vibrating plate, the elasticity theory, a method of final elements.

В настоящее время повышаются требования к эксплуатационным характеристикам агрегатов машин и приборов, которые в значительной степени зависят от технологии их сборки – завершающего и наиболее ответственного этапа производства. Особые трудности представляет сборка деталей с упругими свойствами, например, вибрационных и контактных пластин, поскольку плоские сложнопрофильные пластины из хрупких материалов (кварц, ситал, стекло), защемленные по внешнему контуру и содержащие внутренний колеблющийся контур, испытывают внешнюю нагрузку от инерционных сил. Детали имеют сложный профиль выреза для намотки катушек, находящихся под напряжением.

Чтобы повысить эффективность и точность технологии сборки, необходимо проанализировать напряженно-деформированное состояние деталей методом конечных элементов (МКЭ).

Современные методы измерения жесткости высокоточных вибрационных пластин, специальных агрегатов и приборов базируются на фундаментальной теории упругости.

Предложенная методика расчета таких пластин с помощью МКЭ является одним из приближенных методов расчета теории упругости [1–5]. Приближенные методы в инженерной практике становятся тем более востребованы, чем активнее внедряются в теорию и практику вычислительная техника и новейшие информационные технологии [3, 5]. В настоящее время МКЭ является одним из самых эффективных прямых методов приближенного решения прикладных задач механики.

В общем случае расчет напряженно-деформированного состояния в точке (расчет на прочность и жесткость) можно провести с помощью системы фундаментальных уравнений теории упругости [5]. Точное аналитическое решение этих уравнений для расчета на прочность и жесткость вибрационных пластин – сложная процедура, поэтому используют приближенные методы, реализация которых возможна с помощью современной вычислительной техники.

Анализ работ [1, 2, 4, 6], описывающих различные методики расчета пластин, защемленных по контуру, и деталей типа "пружина", показал, что решение дифференциальных уравнений в частных производных, описывающих вибрационные пластины специальных агрегатов и приборов, может быть выражено, как правило, в рядах. Учитывая присущие вибрационным пластинам способ крепления, сложный профиль сечения, особенности применяемых материалов, сделан вывод о том, что необходимую точность расчета на жесткость обеспечит лишь МКЭ в сочетании с применением вычислительной техники.

В основе этого метода лежит представление плоских вибрационных пластин в виде набора некоторых простых с геометрической точки зрения фигур, называемых конечными элементами, взаимодействующих между собой только в узлах [3, 5].Так как вибрационные пластины специальных агрегатов и приборов имеют соотношение длины и толщины более пяти, их удобно представить множеством треугольных элементов (рис. 1, 2). Рассмотрим конечный элемент, координаты узлов *1*, *2*, *3* которого равны (x_1; y_1), (x_2; y_2) и (x_3; y_3). После приложения внешней силы каждая внутренняя точка этого

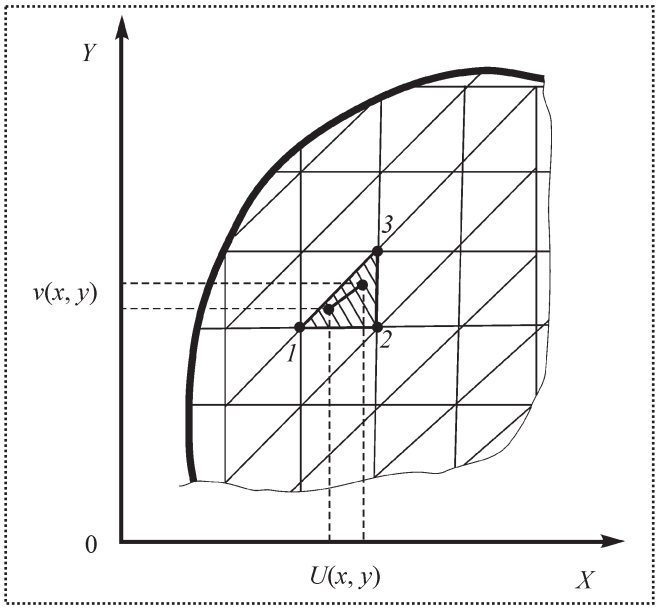


Рис. 1. Фрагмент разбивки пластины на конечные элементы-треугольники

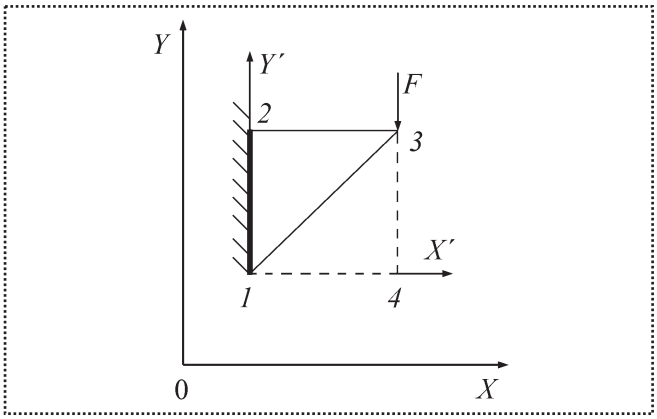


Рис. 2. Разбитие вибрационной пластины на конечные элементы:
123 – первый, *134* – второй

элемента с координатами (x, y) занимает новое положение, перемещаясь в направлении координатных осей X и Y соответственно на расстояние $u(x, y)$ и $v(x, y)$, причем в пределах одного конечного элемента эти перемещения представляются в виде линейных функций координат:

$$u(x;\ y)=a_1+a_2x+a_3y;\qquad v(x;\ y)=a_4+a_5x+a_6y, \tag{1}$$

где a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 и a_6 – постоянные коэффициенты,

или в матричной форме:

$$\vec{u}(x,\ y)=[L(x,\ y)]\vec{a}, \tag{2}$$

где

$$\vec{u}(x,\ y)=\begin{bmatrix} u(x,\ y) \\ \mathrm{v}(x,\ y) \end{bmatrix};$$

$$[L(x,\ y)]=\begin{bmatrix} 1 & x & y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x & y \end{bmatrix};$$

$$\vec{a}=[a_1 a_2 a_3 a_4 a_5 a_6].$$

Задание перемещений в виде линейных функций (1) обеспечивает сшивку этих функций на границах соседних элементов [3, 5]. Действительно, линейность перемещений означает и их линейность вдоль границы элемента.

Подставляя в (2) координаты узловых точек, получим

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ \mathrm{v}_1 \\ u_2 \\ \mathrm{v}_2 \\ u_3 \\ \mathrm{v}_3 \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix}\times\begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \\ a_5 \\ a_6 \end{bmatrix}$$

или

$$\vec{u}=[L(x,\ y)]\vec{a}, \qquad (3)$$

где $\vec{u}=[U_1 V_1 U_2 V_2 U_3 V_3]^T$;

T – знак транспонирования матрицы.

В системе уравнений (3) в качестве неизвестных можно рассматривать постоянные коэффициенты. Решив его с помощью формул Крамера, найдем

$$a_1=\frac{\begin{bmatrix} u_1 & x_1 & y_1 \\ u_2 & x_2 & y_2 \\ u_3 & x_3 & y_3 \end{bmatrix}}{2\Delta};\ a_2=\frac{\begin{bmatrix} 1 & u_1 & y_1 \\ 1 & u_2 & y_2 \\ 1 & u_3 & y_3 \end{bmatrix}}{2\Delta};\ a_3=\frac{\begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix}}{2\Delta};$$

$$a_4=\frac{\begin{bmatrix} \mathrm{v}_1 & x_1 & y_1 \\ \mathrm{v}_2 & x_2 & y_2 \\ \mathrm{v}_3 & x_3 & y_3 \end{bmatrix}}{2\Delta};\ a_5=\frac{\begin{bmatrix} 1 & \mathrm{v}_1 & y_1 \\ 1 & \mathrm{v}_2 & y_2 \\ 1 & \mathrm{v}_3 & y_3 \end{bmatrix}}{2\Delta};\ a_6=\frac{\begin{bmatrix} 1 & x_1 & \mathrm{v}_1 \\ 1 & x_2 & \mathrm{v}_2 \\ 1 & x_3 & \mathrm{v}_3 \end{bmatrix}}{2\Delta}, \qquad (4)$$

где Δ – определитель матрицы системы, численно равный площади конечного элемента:

$$\Delta=\begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix}. \qquad (5)$$

Как показывает анализ работ [3, 5], результат (4) получается и другим способом: поскольку определитель матрицы отличен от нуля, то единственное решение системы (3) есть произведение обращенной матрицы системы и вектора.

Подстановка (4) в (5) приводит к выражению для определения поля перемещений произвольной точки данного конечного элемента:

$$\vec{u}(x,\ y)=\frac{1}{2\Delta}\times$$
$$\times[(a_1+b_1 x+c_1 y)u_1+(a_2+b_2+c_3 y)\times \qquad (6)$$
$$\times u_2+(a_3+b_3+c_3 y)u_3],$$

где $a_1=x_2y_3-x_3y_2$; $b_1=y_2-y_3$; $c_1=x_3-x_2$, а остальные коэффициенты находят путем циклической перестановки индексов 2 и 3. В матричной форме выражение (6) имеет вид:

$$\vec{u}(x,\ y)=\sum_{i=1}^{3}\psi_i(x,\ y)\vec{u}_i. \qquad (7)$$

Функция

$$\psi_i=\frac{1}{2\Delta}(a_i+b_i x+c_i y) \qquad (8)$$

называется функцией формы.

Поскольку столбец $\acute{\varepsilon}$ относительной деформации связан с перемещением соотношениями:

$$\varepsilon_x=\frac{1}{E}(\sigma_x-\mu\sigma_y);$$

$$\varepsilon_y=\frac{1}{E}(\sigma_y-\mu\sigma_x);$$

$$\varepsilon_z=-\frac{\mu}{E}(\sigma_x+\sigma_y);$$

$$\gamma_{xy}=\frac{\tau_{xy}}{\sigma},$$

где σ_x, σ_y – компоненты нормального напряжения σ, Па;

τ_{xy} – компонента касательного напряжения τ, Па;

ε_x, ε_y, ε_z – компоненты линейной деформации;

γ_{xy} – компонента угловой деформации;

E – модуль упругости, Па,

получим

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dfrac{\partial u}{\partial x} \\ \dfrac{\partial \mathrm{v}}{\partial y} \\ \dfrac{\partial u}{\partial y} + \dfrac{\partial \mathrm{v}}{\partial x} \end{bmatrix}.$$

С другой стороны, используя (7) и (8), можно написать

$$\vec{\varepsilon}(x,\ y) = \sum_{i=1}^{3} [\beta_i]\vec{u} = [\beta]\vec{u},$$

где $\vec{u}$ – вектор узловых перемещений,

$$[\beta_i] = \begin{bmatrix} \dfrac{\partial \psi_i}{\partial x} & 0 \\ 0 & \dfrac{\partial \psi_i}{\partial y} \\ \dfrac{\partial \psi_i}{\partial y} & \dfrac{\partial \psi_i}{\partial x} \end{bmatrix},\ i = 1,\ 2,\ 3;$$

$$[\beta] = \{[\beta_1][\beta_2][\beta_3]\};$$

$$[\beta] = \frac{1}{2\Delta} \begin{bmatrix} b_1 & 0 & b_2 & 0 & b_3 & 0 \\ 0 & c_1 & 0 & c_2 & 0 & c_3 \\ c_1 & b_1 & c_2 & b_2 & c_3 & b_3 \end{bmatrix}.$$

Перемещения связаны с соответствующими напряжениями законом Гука, который для случая плоского нагружения имеет вид

$$\vec{\sigma} = [E]\vec{\varepsilon}, \qquad (9)$$

где

$$[E] = \frac{E}{1-\mu^2} \begin{bmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \dfrac{1-\mu}{2} \end{bmatrix}. \qquad (10)$$

Уравнение (9) с учетом (7) принимает следующий вид:

$$\vec{\sigma} = [E][\beta]\vec{u}. \qquad (11)$$

Воспользуемся выражением для потенциальной энергии деформации элементарного объема [5]:

$$dV = \frac{1}{2}(\sigma_x\varepsilon_x + \sigma_y\varepsilon_y + \sigma_z\varepsilon_z +$$
$$+\tau_{xy}\gamma_{xy} + \tau_{yz}\gamma_{yz} + \tau_{zx}\gamma_{zx})dxdydz.$$

Эту энергию с учетом (11) определим из очевидного уравнения

$$U = \frac{1}{2}\vec{\sigma}^T\vec{\varepsilon}\Delta V = \frac{1}{2}\vec{u}^T[\beta]^T[E][\beta]\vec{u}\Delta V. \qquad (12)$$

Выражение (12) для объема представляет собой в случае плоской задачи произведение площади конечного элемента на его толщину.

Энергия деформации элемента может быть рассчитана иначе – как работа внешних сил. В качестве внешней нагрузки на элемент объема можно принять реакции, приложенные к его граням, тогда

$$U = \frac{1}{2}\vec{u}^T[\beta]^T[E][\beta]\vec{u}\Delta V = \frac{1}{2}\vec{u}^T\vec{R}, \qquad (13)$$

где R – реакции, приложенные к граням элемента со стороны соседних.

Из уравнения (13) легко определить реакции, выполнив ряд очевидных сокращений:

$$\vec{R} = [K]\vec{u}, \qquad (14)$$

где

$$[K] = [\beta]^T[E][\beta]\Delta V. \qquad (15)$$

Уравнение (14) представляет собой обычное уравнение равновесия, а матрица $[K]$ является квадратной, размерностью 6×6. Она называется матрицей жесткости конечного элемента.

В работе [5] рассмотрено получение матрицы жесткости с помощью МКЭ для стержня с постоянным по длине поперечным сечением, воспринимающего обобщенную силу, которой соответствует обобщенное перемещение. В этом случае упругие свойства отдельных элементов, на которые разбивают конструкции, описывают матрицами податливости или жесткости в зави-

симости от того, как проводят расчет – методом сил или методом перемещений. Матрицы, определяющие связь между узловыми силами и узловыми перемещениями рассматриваемого конечного элемента, примут вид:

$$\vec{U}^e = [\vec{\delta}^e]\{\vec{F}^e\} \text{ или } \{\vec{F}^e\} = [\vec{K}^e]\{\vec{U}^e\}, \quad (16)$$

где $[\vec{\delta}^e]$ – матрица коэффициентов податливости стержня длиной l с площадью поперечного сечения *A*, воспринимающего только продольную силу и изготовленного из материала с модулем упругости *E*. Порядок матрицы податливости отдельного элемента (стержня) определяется числом независимых сил, приложенных к нему.

Так как матрица жесткости обратна по отношению к матрице податливости:

$$[\vec{K}^e] = [\delta^e]^{-1},$$

то, сопоставив выражение (16) и (14), видим, что выражение (16) является общим для любого вида деформированного состояния тела.

Раскроем матрицу [*K*], выразив ее из (14):

$$[K] = \frac{E\delta}{4(1-\mu^2)A}\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & K_{14} & K_{15} & K_{16} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & K_{24} & K_{25} & K_{26} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & K_{34} & K_{35} & K_{36} \\ K_{41} & K_{42} & K_{43} & K_{44} & K_{45} & K_{46} \\ K_{51} & K_{52} & K_{53} & K_{54} & K_{55} & K_{56} \\ K_{61} & K_{62} & K_{63} & K_{64} & K_{65} & K_{66} \end{bmatrix},$$

где δ – толщина пластины;

μ – коэффициент Пуассона.

Элементы этой матрицы получаются путем решения матричного уравнения (15):

$$K_{11} = y_{23}^2 + 0{,}5(1-\mu)x_{32}^2;$$

$$K_{12} = K_{21} = 0{,}5(1+\mu)x_{32}y_{23};$$

$$K_{13} = K_{31} = y_{23}y_{31} + 0{,}5(1+\mu)x_{32}y_{13};$$

$$K_{14} = K_{41} = \mu y_{23}x_{32} + 0{,}5(1-\mu)x_{32}y_{31};$$

$$K_{15} = K_{51} = y_{21}y_{23} + 0{,}5(1+\mu)x_{32}y_{21};$$

$$K_{16} = \mu y_{23}x_{21} + 0{,}5(1-\mu)x_{32}y_{12};$$

$$K_{22} = x_{32}^2 + 0{,}5(1-\mu)y_{23}^2;$$

$$K_{23} = K_{32} = \mu y_{32}x_{31} + 0{,}5(1-\mu)x_{13}y_{23};$$

$$K_{24} = K_{42} = x_{13}x_{32} + 0{,}5(1-\mu)y_{23}y_{31};$$

$$K_{25} = K_{52} = \mu x_{32}y_{12} + 0{,}5(1-\mu)x_{21}y_{23};$$

$$K_{26} = K_{62} = x_{32}x_{21} + 0{,}5(1-\mu)y_{12}y_{23};$$

$$K_{33} = y_{31} + 0{,}5(1-\mu)x_{21}x_{13};$$

$$K_{34} = K_{43} = 0{,}5(1+\mu)x_{13}y_{31};$$

$$K_{35} = K_{53} = y_{31}y_{12} + 0{,}5(1-\mu)x_{21}x_{13};$$

$$K_{36} = K_{63} = \mu x_{21}y_{31} + 0{,}5(1-\mu)x_{13}y_{12};$$

$$K_{44} = x_{13}^2 + 0{,}5(1-\mu)y_{31}^2;$$

$$K_{45} = K_{54} = \mu x_{13}y_{12} + 0{,}5(1-\mu)x_{21}y_{31};$$

$$K_{46} = K_{64} = x_{21}x_{13} + 0{,}5(1-\mu)y_{31}y_{12};$$

$$K_{55} = y_{12}^2 + 0{,}5(1-\mu)x_{21}^2;$$

$$K_{56} = K_{65} = y_{12}^2 + 0{,}5(1+\mu)x_{21}y_{12};$$

$$K_{66} = x_{21}^2 + 0{,}5(1-\mu)x_{12}^2.$$

Возможность определения жесткости плоских сложнопрофильных вибрационных пластин с помощью МКЭ для осуществления дальнейшей сборки агрегатов машин и приборов по принципу равножесткости позволяет улучшить их эксплуатационные свойства, повысить точность сборки комплектов и узлов изделий методом групповой взаимозаменяемости.

Библиографический список

1. **Александров А.В., Потапов В.Д.** Основы теории упругости и пластичности. М.: Высшая школа, 1990. 400 с.
2. **Сопротивление** материалов с основами теории упругости и пластичности / Г.С. Варданян, В.И. Андреев, Н.М. Атаров и др. М.: Изд-во АСВ, 1995. 568 с.
3. **Робототехнические** системы и комплексы. Учебное пособие для вузов / И.И. Мачульский, В.П. Запятой, Ю.П. Майоров и др. М.: Транспорт, 1999. 446 с.
4. **Феодосьев В.И.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1972. 544 с.
5. **Шелофаст В.В.** Основы проектирования машин. М.: Изд-во АРМ, 2000. 472 с.
6. **Дарков А.В., Шпиро Г.С.** Сопротивление материалов. М.: Высшая школа, 1989. 624 с.
7. **Руднева Л.Ю., Венцлавский И.В.** Технико-экономические основы сборки агрегатов точной механики методом групповой взаимозаменяемости (МГВ) // Новые технологии. 2003. № 2.
8. **Руднева Л.Ю., Венцлавский И.В.** Сборка контактных групп электромеханических программных механизмов по методу групповой взаимозаменяемости на основе принципа равножесткости // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2003. № 3.
9. **Руднева Л.Ю., Венцлавский И.В.** Основные методы сборки микромеханоэлектромеханических агрегатов методом групповой взаимозаменяемости // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2003. № 4.

УДК 621.5+62-521

И.А. Авцинов, М.Г. Кристаль, *д-ра техн. наук*
(Волгоградский государственный технический университет,
Воронежская государственная технологическая академия)
E-mail: crysmar@mail.ru

Условия всплытия деталей в пневмовакуумном вибротранспортном устройстве

Представлены результаты экспериментального определения параметров всплытия деталей на воздушной прослойке сжатого воздуха, а также условия вибрационного перемещения деталей по рабочей поверхности вибрационного конвейера.

The results of experimental determination of the surfacing of parts parameters on the compressed air space, as well as conditions of vibrational movement of parts on the vibrating conveyor working surface.

Ключевые слова: вибрационный конвейер, всплытие, воздушная прослойка, вибрационное перемещение, экспериментальное определение.

Key words: vibrating conveyor, surfacing, air space, vibrational movement, the experimental determination.

Для подтверждения результатов теоретических исследований динамики всплытия массивных деталей [1, 2] на воздушной прослойке в предлагаемых устройствах [3, 4] разработана экспериментальная установка (рис. 1). Она содержит основание *1*, на котором в стойках *3* закреплен вибролоток *2*. К нему подведены каналы *4* питания для подачи сжатого воздуха избыточного давления p_0, а параллельно – датчик давления *5* (рис. 2). С помощью регулятора *6* (см. рис. 1) регулируют величину избыточного давления в пределах от 50...275 кПа. Контроль и тарировку датчиков давления осуществляли по манометрам *4*, *5*. На вибролотке установлена платформа *10* (массой m_0 = 0,826 кг), на которой закреплена металлическая пластина *6* (см. рис. 2), необходимая для работы датчика *8* перемещения мод. АДП-М18-86-2110. Датчик *8*, закрепленный на кронштейне *7*, через IBM-совместимый АЦП ADB 140×30 подключали к компьютеру. Также параллельно манометру *5* подключали и датчик давления Alpha N 150 - 0.25/3/100 ТУ4212-004-55004396-03 Госреестр № 24509-03.

В качестве переменной массы использованы дополнительные грузы *9* с соответствующими массами: m_1 = 1,040 кг, m_2 = 1,024 кг, m_3 = 1,010 кг, m_4 = 1,004 кг, m_5 = 1,074 кг.

Однофакторный эксперимент проводили при фиксации неварьируемых факторов. Диапазон варьирования изменяемых факторов: масса детали m_i = 0,826...5,978 кг, давление питания воздушной прослойки (абсолютное) p_0 = = 150...250 кПа.

Величины электрических напряжений, соответствующие выходным сигналам с датчиков

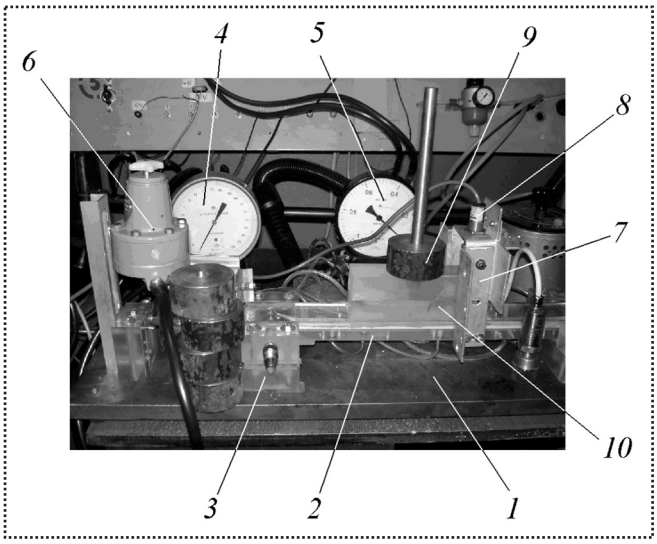
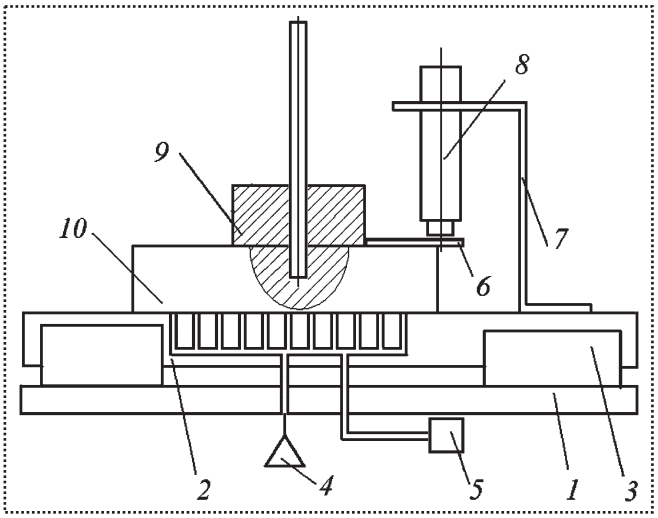
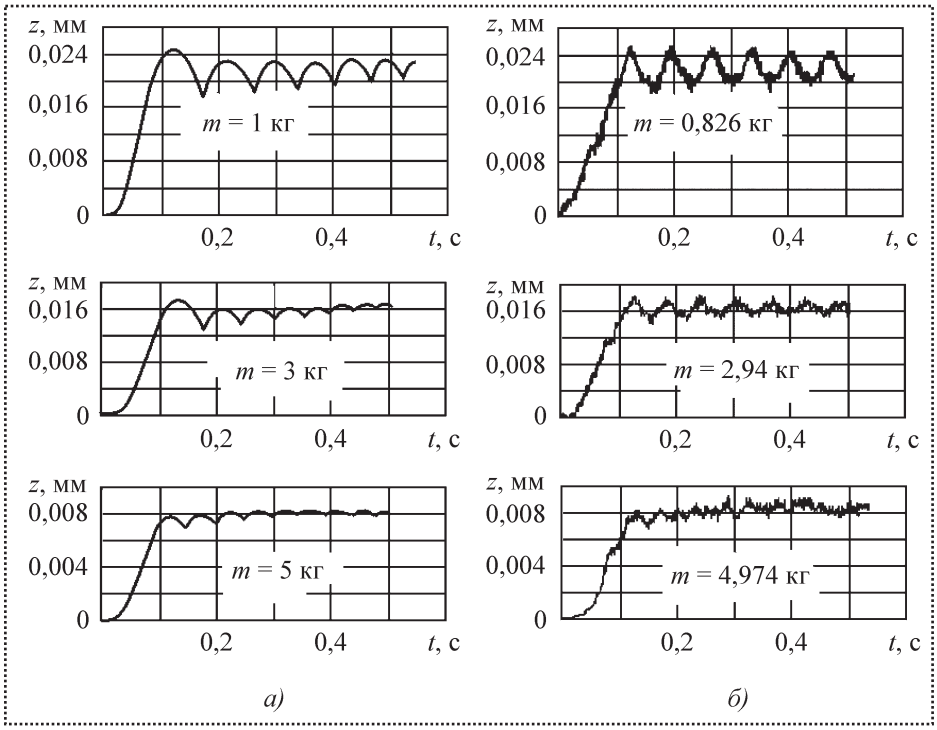


Рис. 1. Общий вид экспериментальной установки для исследования динамики всплытия массивных деталей на воздушной прослойке


8
9
10
7
6
2
4
5
1
3


z, мм
0,024
0,016
0,008
0
m = 1 кг
0,2
0,4
t, с
z, мм
0,024
0,016
0,008
0
m = 0,826 кг
0,2
0,4
t, с
z, мм
0,016
0,008
0
m = 3 кг
0,2
0,4
t, с
z, мм
0,016
0,008
0
m = 2,94 кг
0,2
0,4
t, с
z, мм
0,008
0,004
0
m = 5 кг
0,2
0,4
t, с
z, мм
0,008
0,004
0
m = 4,974 кг
0,2
0,4
t, с
а)
б)

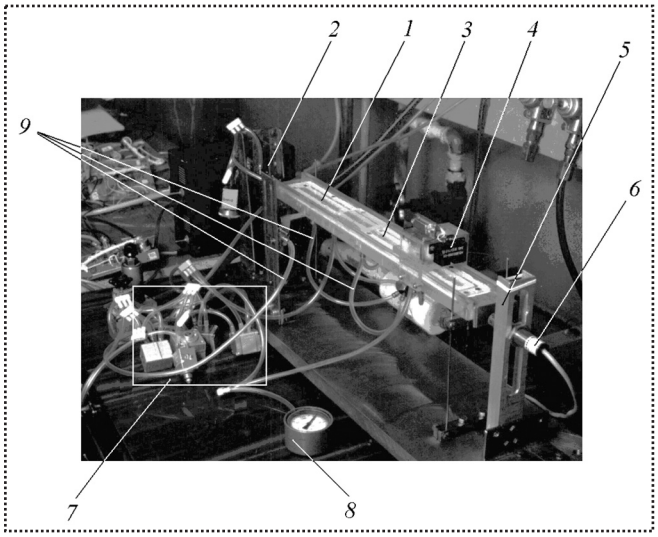


Рис. 4. Экспериментальный вибролоток с регулируемым трением между транспортируемыми деталями и несущей поверхностью рабочего органа

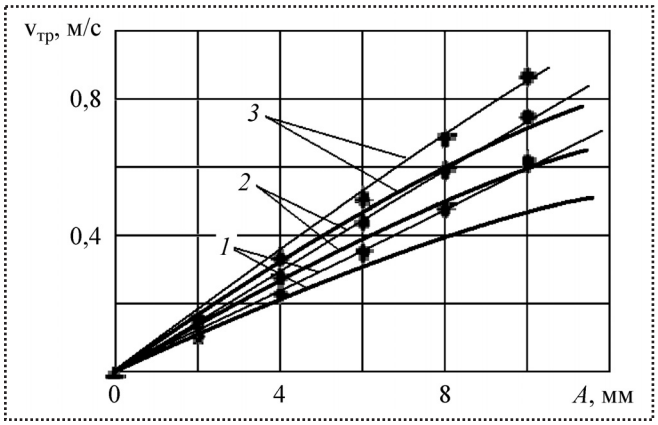


Рис. 5. Расчетные (—) и экспериментальные (—) зависимости скорости транспортирования на лотке вибротранспортера с попеременным варьированием трения (сухое – жидкостное) на несущей поверхности от амплитуды *A* колебаний при частоте: *1* – 10 Гц; *2* – 12 Гц; *3* – 14 Гц

сывается в файлы, которые в последующем обрабатывали при помощи программы Excel.

Из результатов экспериментальных исследований работы линейного вибротранспортного устройства с попеременно изменяемым характером трения (сухое – жидкостное) на несущей поверхности (рис. 5) видно, что теоретические и экспериментальные зависимости скорости $v_{тр}$ вибротранспортирования качественно совпадают. С ростом частоты колебаний лотка происходит некоторое снижение фактической скорости $v_{тр}$, вызванное инерционностью захвата деталей и их обратным проскальзыванием относительно несущей поверхности. Тем не менее, данные для определения скорости транспортирования могут быть использованы в практике проектирования предложен-

УДК 621.71-52

Л.В. Божкова, М.В. Вартанов, *д-ра техн. наук, профессора,*
Бакена Мбуа Ж.К. *аспирант (МГТУ "МАМИ")*
E-mail: bamjec@yahoo.fr

Приближенный способ определения моментов приводов, обеспечивающих требуемое движение звеньев сборочного устройства*

Представлен приближенный способ определения моментов приводов, обеспечивающих требуемое движение звеньев устройства для сборки деталей с различной массой.

The article is about an approximate method of determining moments of drives, providing the desired movement of the links device for assembling components with different masses.

Ключевые слова: моменты приводов, низкочастотные колебания, сборка деталей.

Key words: moments drive, amplitude fluctuations, the assembly of parts.

При использовании на сборочных операциях сравнительно недорогих промышленных роботов с программным управлением и пассивной адаптацией зачастую не удается обеспечить условия собираемости. В этом случае целесообразно использовать дополнительные специализированные устройства, уменьшающие первоначальную погрешность позиционирования промышленного робота.

В работе [1] предлагается кинематическая схема такого сборочного устройства, представляющего собой трехзвенный манипулятор, каждое звено которого приводится в движение от отдельного привода (рис. 1). Для определенности введем ряд систем координат: $0xyz$ – неподвижная система координат; $0x_iy_iz_i$ (i = 1, 2) жестко связаны соответственно с первым и вторым звеньями сборочного устройства; $0\xi\eta\zeta$ жестко связана с третьим звеном (с базовой деталью). Рабочие движения звеньев этого устройства:

- вращение звена *1* вокруг вертикальной оси;
- колебательные движения звеньев *2* и *3* вокруг взаимно перпендикулярных осей $0x_2$ и $0y_1$.

Базовая деталь жестко связана с третьим звеном устройства. Устанавливаемая деталь имеет упругое базирование в схвате сборочного робота.

В [1] построена математическая модель динамики движения центра масс устанавливаемой детали относительно неинерциальной системы координат $0\xi\eta\zeta$, жестко связанной с базовой деталью. Математическая модель реализована на компьютере. Результаты анализа численного решения задачи показали, что сущест-

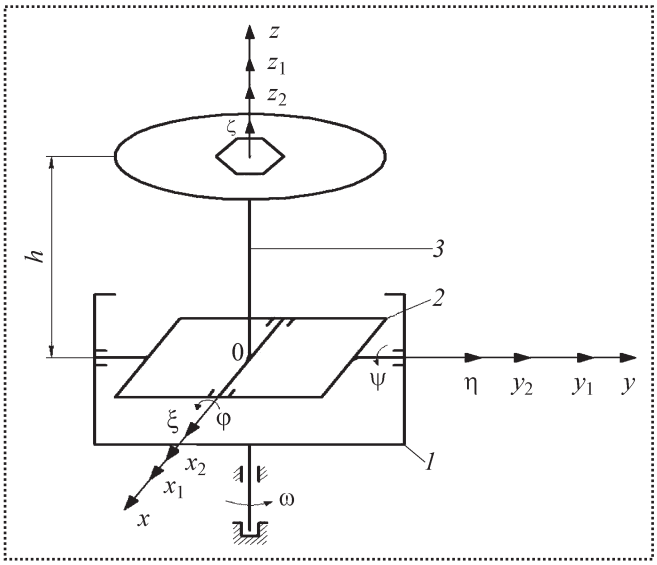


Рис. 1. Кинематическая схема виброопоры

* Работа выполнена в рамках реализации госконтракта П-879 по ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009–2013 гг.

вуют области изменения угловой скорости, амплитуды и частоты колебаний звеньев, обеспечивающие асимптотическое перемещение центра масс устанавливаемой детали к оси базовой детали.

Для разработки технического задания по конструированию данного специализированного сборочного устройства необходимо определить моменты приводов его звеньев, которые могут обеспечить требуемый характер их движения.

Такие моменты могут быть найдены на основании математической модели динамики этого механизма, представленной в форме уравнений Лагранжа II рода [2].

В качестве обобщенных координат данной механической системы выбираем углы $\theta = q_1$, $\psi = q_2$, $\varphi = q_3$ относительного поворота одного звена по отношению к предыдущему. Исходными данными являются массы звеньев m_i ($i = 1, 2, 3$) и их моменты инерции $J_{xi}^{(i)}, J_{yi}^{(i)}, J_{zi}^{(i)}$ ($i = 1, 2$) и $J_{\xi}^{(3)}, J_{\eta}^{(3)}, J_{\zeta}^{(3)}$ относительно осей координат, жестко связанных с соответствующими звеньями (см. рис. 1). При этом будем считать, что оси координат, связанные со звеньями сборочного устройства, являются главными осями инерции. Кроме того, считаем известным положение центра масс каждого звена:

- центр масс звена *1* расположен на неподвижной оси $0z$;
- звена *2* – совпадает с точкой 0;
- звена *3* – находится в точке $C_3\,(0, 0, \zeta_{c3})$.

Сборочное устройство имеет три степени свободы.

Уравнения Лагранжа II рода для рассматриваемой механической системы имеют вид [2]:

$$\begin{aligned} &\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot\theta} - \frac{\partial T}{\partial \theta} = Q_1; \\ &\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot\psi} - \frac{\partial T}{\partial \psi} = Q_2; \\ &\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot\varphi} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_3, \end{aligned} \tag{1}$$

где T – кинетическая энергия механической системы:

$$\begin{aligned} T = \frac{1}{2}[&J_{z_1}^{(1)}\omega^2 + J_{x_2}^{(2)}\omega^2\sin^2\psi + J_{y_2}^{(2)}\dot\psi + J_{z_2}^{(2)}\omega^2\cos^2\psi + \\ &+ J_{\xi}^{(3)}(\dot\varphi^2 + \omega^2\sin^2\psi - 2\dot\varphi\omega\sin\psi) + \\ &+ J_{\eta}^{(3)}(\dot\psi^2\cos^2\varphi + \omega^2\cos^2\psi\sin^2\varphi + \\ &+ 2\omega\dot\psi\cos\varphi\cos\psi\sin\varphi) + \\ &+ J_{\zeta}^{(3)}(\dot\psi^2\sin^2\varphi + \omega^2\cos^2\psi\cos^2\varphi - \\ &- 2\omega\dot\psi\sin\varphi\cos\psi\cos\varphi)]; \end{aligned} \tag{2}$$

Q_i ($i = 1, 2, 3$) – обобщенные силы, соответствующие выбранным обобщенным координатам.

В правых частях уравнений Лагранжа II рода (1) обобщенные силы соответствуют выбранным обобщенным координатам. Для рассматриваемого механизма

$$Q_i = Q_{\text{д}i} + Q_{\text{в}i} \quad (i = 1,\ 2,\ 3), \tag{3}$$

где $Q_{\text{д}i}$ – обобщенные силы, обусловленные моментами, развиваемыми двигателями приводов звеньев устройства;

$Q_{\text{в}i}$ – обобщенные силы, соответствующие силам тяжести звеньев сборочного устройства (силами трения в кинематических парах пренебрегаем).

Так как за обобщенные координаты выбраны углы относительного поворота звеньев, то первое слагаемое в (3) равно моментам двигателей, приведенным к соответствующим осям кинематических пар:

$$Q_{\text{д}_i} = M_{\text{д}_i} \quad (i = 1,\ 2,\ 3). \tag{4}$$

Обобщенные силы $Q_{\text{в}i}$ ($i = 1, 2, 3$) определим по формулам:

$$\begin{aligned} &Q_{\text{в}_1} = 0; \\ &Q_{\text{в}_2} = m_3 g\zeta_{c3}\sin\psi\cos\varphi; \\ &Q_{\text{в}_3} = m_3 g\zeta_{c3}\cos\psi\sin\varphi, \end{aligned} \tag{5}$$

где g – ускорение свободного падения.

В результате подстановки в (3) соотношений (4) и (5) обобщенные силы рассматриваемого механизма примут вид:

$$Q_1 = -M_{д_1};$$
$$Q_2 = M_{д_2} + m_3 g\zeta_{c3}\sin\psi\cos\varphi; \qquad (6)$$
$$Q_3 = M_{д_3} + m_3 g\zeta_{c3}\cos\psi\sin\varphi.$$

В дифференциальных уравнениях движения механизма сборочного устройства известны моменты инерции второго и третьего звеньев относительно осей координат, жестко с ними связанных ($J_{x_2}^2, J_{y_2}^2, J_{z_2}^2, J_\xi^{(3)}, J_\eta^{(3)}, J_\xi^{(3)}$), а также законы изменения во времени обобщенных координат:

$$\theta = \omega t;$$
$$\psi = A\sin kt; \qquad (7)$$
$$\varphi = A\cos kt,$$

где ω, A и k – известные константы.

Таким образом, дифференциальные уравнения позволяют определить закон изменения во времени моментов двигателей $M_{д_i}$ (i = 1, 2, 3), обеспечивающих характер движения звеньев механизма. Эти уравнения можно представить в упрощенном виде, если учесть, что углы ψ и φ являются малыми величинами. При этом приближенно можно считать

$$\sin\varphi \approx \varphi;\ \sin\psi \approx \psi;\ \cos\varphi \approx 1;\ \cos\psi \approx 1. \qquad (8)$$

С учетом последнего после несложных преобразований получим выражения для моментов двигателей:

$$M_{д_1} = 2(J_{x_2}^{(2)} - J_{z_2}^{(2)} + J_\xi^{(3)})\omega\dot\psi\psi +$$
$$+J_\xi^{(3)}(-\ddot\varphi\psi - \dot\varphi\dot\psi) + \qquad (9)$$
$$+J_\eta^{(3)}(2\omega\varphi\dot\varphi + \ddot\psi\varphi + \dot\psi\dot\varphi) + J_\zeta^{(3)}(-2\omega\varphi\dot\varphi - \ddot\psi\varphi - \dot\psi\dot\varphi);$$

$$M_{д_2} = J_{y_2}^{(2)}\ddot\psi + J_\eta^{(3)}(\ddot\psi - 2\dot\psi\varphi\dot\varphi + \omega\dot\varphi) +$$
$$+ J_\zeta^{(3)}(2\dot\psi\varphi\dot\varphi - \omega\dot\varphi) - J_{x_2}^{(2)}\omega^2\psi + \qquad (10)$$
$$+J_{z_2}^{(2)}\omega^2\psi - J_\xi^{(3)}(\omega^2\psi - \dot\varphi\omega) + J_\zeta^{(3)}(\omega^2\psi) - m_3 g\zeta_{c_3}\psi;$$

$$M_{д_3} = J_\xi^{(3)}(\ddot\varphi - \omega\dot\psi) - J_\eta^{(3)}(-\dot\psi^2\varphi + \omega^2\varphi + \omega\dot\psi) -$$
$$-J_\zeta^{(3)}(\dot\psi^2\varphi - \omega^2\varphi - \omega\dot\psi) - m_3 g\zeta_{c_3}\varphi. \qquad (11)$$

В результате подстановки (8) и (12) в (13)–(15) и очевидных преобразований найдем:

$$M_{д_1} = A^2\sin(2kt)[(J_{x_2}^{(2)} - J_{z_2}^{(2)} + J_\xi^{(3)} -$$
$$-J_\eta^{(3)} + J_\zeta^{(3)})\omega k + (J_\xi^{(3)} - J_\eta^{(3)} + J_\zeta^{(3)})k^2]; \qquad (12)$$

$$M_{д_2} = A\sin(kt)[(-J_{y_2}^{(2)} - J_\eta^{(3)})k^2 +$$
$$+ (-J_\eta^{(3)} + J_\zeta^{(3)} - J_\xi^{(3)})\omega k + \qquad (13)$$
$$+ (-J_{x_2}^{(2)} + J_{z_2}^{(2)} + J_\zeta^{(3)} - J_\xi^{(3)})\omega^2 - m_3 g\zeta_c];$$

$$M_{д_3} = A\cos(kt)[-J_\xi^{(3)}k^2 +$$
$$+(-J_\xi^{(3)} + J_\eta^{(3)} + J_\zeta^{(3)})\omega k + \qquad (14)$$
$$+(J_\eta^{(3)} + J_\zeta^{(3)})\omega^2 - m_3 g\zeta_{c3}].$$

Амплитуда колебаний
– момента $M_{д_1}$:

$$K = A^2[(J_{x_2}^{(2)} - J_{z_2}^{(2)} + J_\xi^{(3)} - J_\eta^{(3)} + J_\zeta^{(3)})\omega k + \qquad (15)$$
$$+(J_\xi^{(3)} - J_\eta^{(3)} + J_\zeta^{(3)})k^2];$$

$$M_{д_1} = K\sin(2kt), \qquad (16)$$

– момента $M_{д_2}$:

$$D = A[(-J_{y_2}^{(2)} - J_\eta^{(3)})k^2 +$$
$$+(-J_\eta^{(3)} + J_\zeta^{(3)} - J_\xi^{(3)})\omega k + \qquad (17)$$
$$+(-J_{x_2}^{(2)} + J_{z_2}^{(2)} + J_\zeta^{(3)} - J_\xi^{(3)})\omega^2 - m_3 g\zeta_c];$$

$$M_{д_2} = D\sin(kt), \qquad (18)$$

– момента $M_{д_3}$:

$$B = A[-J_\xi^{(3)}k^2 + (-J_\xi^{(3)} + J_\eta^{(3)} + J_\zeta^{(3)})\omega k + \qquad (19)$$
$$+(J_\eta^{(3)} + J_\zeta^{(3)})\omega^2 - m_3 g\zeta_{c_3}];$$

$$M_{д_3} = B\cos(kt). \qquad (20)$$

Учитывая, что круговая частота колебаний значительно больше угловой скорости ω, вы-

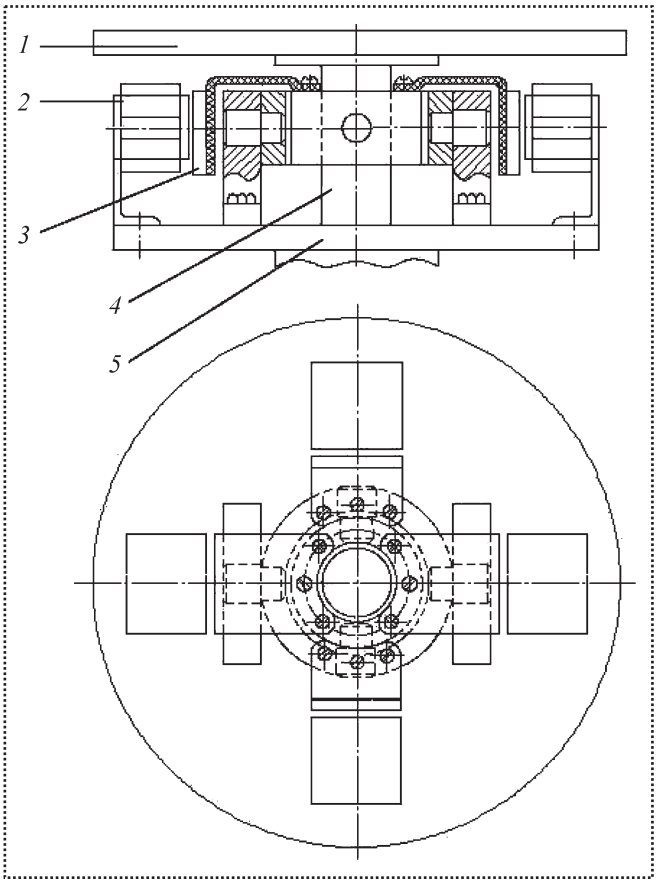


Рис. 2. Конструкция виброопоры

ражения (15), (17), (19) с достаточной степенью точности можно представить следующим образом:

$$K_1 = (Ak)^2 (J_\xi^{(3)} - J_\eta^{(3)} + J_\zeta^{(3)});$$
$$D_1 = -(J_{y_2}^{(2)} + J_\eta^{(3)}) Ak^2; \qquad (21)$$
$$B_1 = -J_\xi^{(3)} Ak^2,$$

где K_1, D_1, B_1 – амплитуды колебаний моментов двигателей соответствующих приводов.

Моменты двигателей приводов примут вид:

$$M_{д_1} = K_1 \sin(2kt);$$
$$M_{д_2} = D_1 \sin kt; \qquad (22)$$
$$M_{д_3} = B_1 \cos kt.$$

Как следует из (22), моменты двигателей приводов звеньев сборочного устройства, обеспечивающие требуемые законы их движения (7), изменяются по гармоническим законам. При этом круговая частота второго и третьего момента двигателей равна круговой частоте колебаний соответствующих звеньев. Кроме того, амплитуды колебаний моментов двигателей, как следует из (21), зависят от размеров, формы и массы соответствующих звеньев сборочного устройства.

Выражение (22) удобно для разработки технического задания при проектировании сборочных устройств и их приводов. Берем наилучший вариант движения звеньев сборочного устройства, т.е. значения A и k, при которых центр масс присоединяемой детали наиболее быстро асимптотически приближается к оси базовой детали, и подставляем их в формулы (21). Они и станут основой для разработки технического задания при проектировании звеньев сборочного устройства и двигателей его приводов.

На базе приведенной модели динамики устройства разработана программа расчета моментов приводов вибрационного устройства.

На рис. 2 представлена конструкция виброопоры, включающей в себя вибрирующий диск *1*, две пары электромагнитов *2*, постоянный магнит *3*, трубу *4* и платформу *5*.

Вывод

Полученные результаты представлены в виде простых аналитических выражений, что удобно при проектировании устройства и двигателей его приводов для сборки деталей с различной массой. На основе найденных закономерностей изменения моментов приводов как функции времени можно переходить к следующему этапу, связанному с расчетами электромагнитных приводов.

Библиографический список

1. **Божкова Л.В., Вартанов М.В., Бакена Мбуа Ж.К.** Совершенствование технологии сборки цилиндрических профильных деталей с применением вибрационных колебаний и пассивной адаптации // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2010. № 7. С. 26–31.

2. **Добронравов В.В., Никитин М.Н.** Курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1983. 575 с.

УДК 621.791.048

В.В. Карабанов, *канд. техн. наук,* **И.О. Бохоров,** *инж.*
Тел.: 8 (498) 520 34-72

Пайка в вакууме

Рассмотрены процесс вакуумирования, технология и техника создания вакуума при пайке металлов, его применение.

Pumping out process, technology and technics of creation of vacuum are considered at a ration of metals, its application.

Ключевые слова: вакуумирование, давление остаточных газов, сродство к кислороду, автовакуумный эффект.

Key words: pumping out, pressure of residual gases, affinity to oxygen, autovacuum effect.

Использование вакуума при пайке является технически сложным способом изоляции паяемого узла от воздушной атмосферы и удаления оксидных пленок с поверхности металлов. Поэтому применение вакуума наиболее эффективно при пайке металлов, активно взаимодействующих с газовыми средами, флюсом или когда другие способы получения паяных соединений менее эффективны или не обеспечивают получения качественных соединений. Пайка в вакууме, широко применяемая в авиации, космонавтике, ракетостроении, атомной энергетике, обеспечивает высокую плотность и чистоту внешних поверхностей паяных соединений.

Вакуум – такое разрежение газов, при котором средняя длина свободного пути газовых молекул больше размеров паяльной камеры. Поэтому чем меньше размеры камеры, тем быстрее обеспечивается удаление из нее газов и создаются условия вакуума. Степень вакуумирования определяется по давлению остаточного газа. Вакууму обычно соответствует область давлений ниже 10^5 Па. Так, низкий вакуум – остаточное давление от 10^5 до 10^2 Па, средний – от 100 до 0,1 Па, высокий – от 0,1 до 10^{-5} Па.

Снижение остаточного давления улучшает качество паяных соединений, но снижает производительность и повышает стоимость процесса пайки.

Объем откачиваемого при вакуумировании газа включает:

– газ, заполнявший камеру до вакуумирования;

– газ, проникающий в камеру из-за негерметичных разъемных соединений;

– образуемый за счет диссоциации адсорбированного на поверхности камеры и паяемого изделия газ;

– поток выделяемого из металла растворенного в нем газа;

– поток газа, проникающего диффузионным путем через стенки камеры из атмосферы.

С повышением температуры процесс диссоциации активизируется и при 400...450 °С поверхность металла полностью очищается от адсорбированных газов (процесс длится несколько минут). Затем происходит более длительный процесс (может достигать десятков часов) выделения из металла растворенных в нем газов (водород, кислород и азот), из которых наиболее активен водород, как наиболее подвижный.

Самый эффективный способ снижения газовыделения из металла – предварительная дегазация металла перед пайкой, т.е. нагрев в вакууме до температуры 400...450 °С с последующей выдержкой продолжительностью 10...20 ч. При более высоких температурах длительность выдержки сокращается. Наибольшую скорость диффузионного проникновения через стенки камеры имеет водород.

При пайке в вакуумной камере парциальное давление газовых компонентов-окислителей столь мало, что оксидная пленка на мно-

гих металлах, например никель, вольфрам, и сплавах практически не образуется. На металлах, имеющих большое сродство к кислороду (алюминий, титан) при пайке образуется оксидная пленка, обогащенная указанными элементами. При пайке таких металлов важно качественно очистить их поверхности от оксидных пленок и немедленно подать на пайку.

В зависимости от сродства паяемого металла к кислороду назначается различная степень разрежения. По возрастанию сродства компонентов сплавов к кислороду (или по понижению упругости диссоциации оксида) их можно расположить в следующий ряд: W, Co, Mo, Fe, Cr, Mn, Si, Ti, Al.

Каждой температуре соответствует свое равновесное значение парциального давления кислорода, т.е. такое наименьшее давление, при котором возможно при данной температуре разложение оксидов. Чем выше упругость диссоциации оксида, тем при меньшем разрежении возможно его разложение. Зависимость упругой диссоциации оксида от температуры определяется по известным кривым [1]. Увеличение температуры пайки и повышение степени вакуумирования приводят к более полному удалению оксидов и повышению качества пайки.

Значительного снижения содержания кислорода в вакуумной камере при неизменной степени вакуумирования можно добиться путем периодического создания вакуума и последующего заполнения камеры инертным газом. Многократно повторяя эту процедуру, можно снизить парциальное давление кислорода, азота и паров воды до значений, характерных для высокого вакуума, что позволяет осуществлять пайку трудно паяемых металлов.

Диссоциация оксидов большинства металлов и сплавов при температурах пайки 800...1200 °С происходит при разрежениях $1{,}33\cdot10^{-1}...1{,}33\cdot10^{-3}$ Па. При пайке таких металлов, как медь, никель, железо, молибден, вольфрам, в этих условиях происходит полная или частичная диссоциация оксидных пленок на их поверхности. С целью более полного их удаления в припой вводят небольшое количество активных добавок – бор, кремний, литий и др., которые, взаимодействуя с оксидными пленками, удаляют их с поверхности паяемых металлов. В этом случае остаточное давление в камере выбирают с учетом минимального испарения этих добавок.

Для многих металлов с низкой упругостью диссоциации оксидов при температуре пайки основное средство их удаления в вакууме – раскисление активным составляющим припоя, поэтому припой должен быть самофлюсующим с низкой упругостью пара компонентов.

С целью снижения температуры плавления припоя в некоторых случаях в него вводят легко испаряемые компоненты. При пайке в вакууме тонкие прослойки припоя быстро обедняются ими, что приводит к снижению свойств припоя и качества паяного шва. Уменьшения активности испарения таких компонентов добиваются путем нанесения тонкого слоя покрытия на поверхность припоя (лента, проволока). В качестве покрытия используют металлы, образующие низкоплавкую фазу с основой припоя. Повышение качества пайки обеспечивается при осаждении на припой гальванической меди толщиной 6...8 мкм, которая подавляет испарение марганца.

При пайке в вакууме процесс диссоциации оксидов – не единственный для удаления оксидных пленок с поверхности металла. К ним также относятся возгонка оксидов, их растворение в расплаве припоя и паяемом металле, восстановление газообразным углеродом, а при высоких температурах – испарение оксидов. Так, при остаточном давлении $1{,}33\cdot10^{-3}$ Па при температурах 1000...1300 °С испаряются оксиды V_2O_5 и MoO_2, при 1000 °С – Cr_2O_3, при 800 °С – WO_2, при 550 °С – MoO_3.

Удаление оксидной пленки в вакууме можно наглядно наблюдать при нагреве аустенитной стали с разрежением $2\cdot10^{-4}$ Па при выдержке 15 мин. Начиная с 900 °С, на оксидной пленке образуются границы, четко видимые

при 950 °С, не соответствующие границам зерен металла, и происходит частичное разрушение оксидной пленки. После нагрева до 1000...1100 °С пленка полностью исчезает.

В жидкой меди при температуре 1200 °С растворяется 5,7 атомных процента кислорода. При температурах 700...750 °С титан активно растворяет свои оксиды, поэтому пайку титана и его сплавов можно успешно осуществлять в среднем вакууме при температурах 1000...1200 °С, несмотря на то что для разложения его оксидной пленки требуется разрежение порядка 10^{-28} Па. То же относится и к легированным сталям.

При пайке в вакууме аустенитных, коррозионно-стойких и жаропрочных сталей активным восстановителем оксидных пленок является водород [2], испаряемый с поверхности стали и припоя. С возрастанием температуры его восстановительные свойства повышаются.

Оксиды на поверхности хромоникелевых сплавов не могут быть удалены путем диссоциации вследствие низкого давления их разложения. Углерод восстанавливает оксиды Cr_2O_3 и FeO в обычно применяемом вакууме уже при 900 °С. Решающую роль углерод играет при удалении оксидной пленки с коррозионно-стойких сталей.

В вакууме можно паять не все металлы, так как некоторые из них (магний, цинк, кадмий и др.) заметно испаряются при нагреве. Эта особенность используется при бесфлюсовой пайке в парах металлов [3]. Испаряемый металл (геттер) должен быть более активным к окислительным компонентам атмосферы, чем паяемый. В качестве таких активных металлов с высокой упругостью паров применяются марганец, цинк, магний, кадмий, а также щелочные металлы (литий).

При пайке в парах металлов в контейнер (паяльную камеру) с паяемым изделием вводится некоторое количество легко испаряемого металла. После предварительного вакуумирования и нагрева контейнера пары металла связывают весь оставшийся в камере свободный кислород. Поскольку парциальное давление кислорода резко снижается, начинается диссоциация оксидов на поверхности паяемого металла. Очищение атмосферы паяльной камеры парами металлов более эффективно, чем создание высокого вакуума. Одновременно, попадая на поверхность паяемого металла, пары активного металла вступают во взаимодействие с оксидной пленкой и способствуют ее удалению.

Очищение атмосферы камеры и удаление оксидной пленки обеспечивают безокислительный нагрев паяемого металла, что создает условия для его смачивания расплавом припоя. В случае, когда припой содержит тот же легко испаряемый активный металл, дополнительное введение его в объем камеры препятствует испарению металла из припоя и образованию дефектов в шве. За счет введения активного металла из паровой фазы в припой можно также изменять в нужном направлении температуру плавления и механические свойства припоя, придавать ему самофлюсующие свойства.

Применение паров марганца позволяет проводить пайку конструкционных, углеродистых и коррозионно-стойких сталей в низком вакууме ($1{,}3\cdot10^{-1}...1{,}3\cdot10^{-3}$ Па), начиная с температуры 950 °С, припоями системы медь–марганец и медь–никель–марганец. При этом предотвращается испарение марганца из припоя и обеспечивается высокая плотность паяного шва. В качестве припоя можно использовать медь в форме порошка или в более компактной форме, а также смесь порошков меди и никеля.

Распространенным припоем при пайке углеродистых и низколегированных сталей является латунь, однако интенсивное испарение из нее цинка приводит к повышению температуры пайки, образованию пор и непропая в паяном шве. Цинк обладает высокой химической активностью по отношению к кислороду, поэтому его введение в паяльную камеру позволяет предотвратить его испарение из припоя [4, 5].

Восстановительные свойства парофазного цинка обеспечивают достаточную активизацию поверхности низкоуглеродистых, низко- и вы-

соколегированных сталей при пайке. При достаточном количестве цинка оксиды, имеющие меньшее сродство к кислороду, не образуются.

При пайке алюминиевых деталей наибольшее распространение получил способ пайки в парах наиболее активного летучего компонента – магния [6].

Пары магния, взаимодействуя с кислородом и парами воды, снижают их парциальное давление в камере пайки и, вступая в реакцию с оксидной пленкой алюминия, восстанавливают ее. Образующиеся в виде тумана парообразные оксиды магния удаляют из камеры, что создает благоприятные условия для восстановления алюминия из оксидной пленки.

В процессе нагрева вакуумной печи, пока поток кислорода к поверхности испарения превышает встречный поток паров магния, магний действует как геттер. С уменьшением содержания кислорода и увеличением парциального давления паров магния создаются условия для непосредственного восстановления алюминия из его оксидов парами магния.

В вакууме $10^{-2}...10^{-3}$ Па оксиды магния образуют рыхлый, не покрывающий металл слой оксидной пленки, обеспечивающий доступ парам магния к поверхности алюминия. Происходит адсорбция паров магния на поверхности алюминия и образование твердого раствора магния в алюминии, температура плавления которого ниже температуры пайки. Образующаяся жидкая фаза поднимает оксидную пленку и обеспечивает ее разрушение и удаление. Взаимодействие паяемого металла с магнием происходит только после связывания магнием кислорода. Из газовой фазы в состав паяного шва переходит до 5...7 % магния. Магний вносят в камеру пайки в виде пакетов и фольги сплавов АМц, содержащих 1...3 % магния.

Эффективность разрушения оксидной пленки алюминия возрастает, если магний введен в состав паяемого металла или припоя. В процессе нагрева он диффундирует к границе фаз металл–оксид и взаимодействует с оксидной пленкой.

Для сокращения времени охлаждения паяных изделий камеру пайки заполняют защитным газом – аргоном, азотом, смесью газов.

Вакуумную пайку изделий из металлов, активно взаимодействующих с газами, осуществляют в вакуумных печах периодического и непрерывного действия. Первые могут быть колпаковыми, элеваторными, муфельными и безмуфельными. Колпаковые электропечи серии ИО и ЛМ имеют рабочую температуру 1200...2500 °С и рабочее пространство до 230×500 мм. Колпаковые электропечи с экранной теплоизоляцией и принудительным охлаждением серии СГВЭ – соответственно 1500 °С и 360×470 мм. Печи оснащены программируемой электронной и микропроцессорной системой управления технологическим режимом. Применяется ускоренное охлаждение в проточном инертном газе [1].

Элеваторные вакуумные печи серии СЭВ имеют температуру нагрева 1600...2000 °С и рабочее пространство 1100×550 мм. Паяемые изделия загружают в них снизу на стол, поднимаемый к нижнему торцу корпуса нагревательной камеры. Печи снабжены автоматическим программным регулятором температуры и регистрирующим устройством давления (вакуума). Необходимое число блокировок обеспечивает безопасную работу печи.

Пайку изделий из титановых и других наиболее активных сплавов осуществляют в шахтных вакуумных печах типа СШВ и СШВЛ с температурой нагрева 900...2500 °С и рабочим пространством до 1500×500 мм. Изделия в печь загружают сверху, устанавливая их на подставку или закрепляя на весу.

Наряду с вакуумными электропечами для пайки широко применяются вакуумные контейнеры. При контейнерной пайке в электропечах достигается повышенная производительность, поскольку контейнер охлаждается вне камеры нагрева, которая сохраняет при перезагрузке температуру пайки.

Контейнеры должны обладать большой жесткостью, чтобы при температуре пайки не

произошло деформации под действием внешнего давления. Сварные швы контейнера должны иметь высокую вакуумную плотность. При пайке сложных по конфигурации узлов (например, лопатки турбин, компрессоров), когда необходимо равномерное поджатие сопрягаемых поверхностей, используют мягкие вакуумированные контейнеры из тонколистовых жаростойких металлов либо жесткие контейнеры с мембранами. Деформируемая под атмосферным давлением верхняя стенка контейнера прижимает паяемые детали друг к другу.

Эффективный способ уменьшения остаточных газов над поверхностью паяемого изделия – сокращение воздушного пространства вокруг него, т.е. максимальное приближение поверхностей контейнера и паяемого изделия вплоть до плотного их соприкосновения (ампулирование изделия). Вследствие незначительного количества остаточных газов между защитной оболочкой и деталью при высокой температуре происходит их быстрое растворение в металлах оболочки и паяемом с образованием собственного вакуума [7].

При нагреве в печах с вакуумом $10^{-4}...10^{-5}$ Па вокруг ампулированного изделия создается микроклимат, эквивалентный по защите от окисления вакууму 10^{-9} Па. Способ ампулирования эффективно применяется при пайке алюминиевых изделий. В качестве защитной оболочки применяется алюминиевая фольга.

Тип печи выбирают исходя из технологических условий производства, масштаба и необходимой производительности, марки стали паяемых изделий, температуры нагрева, габаритов и массивности паяемых изделий. Для пайки специфических изделий разрабатывают специальные вакуумные печи.

Вакуумная пайка теплообменников является наиболее экологически чистой [8, 9]. Процесс проводят в крупногабаритной (1200×800×500 мм) горизонтальной вакуумной печи периодического действия (рис. 1). Одна из крышек вакуумной камеры установлена на тележке с механическим

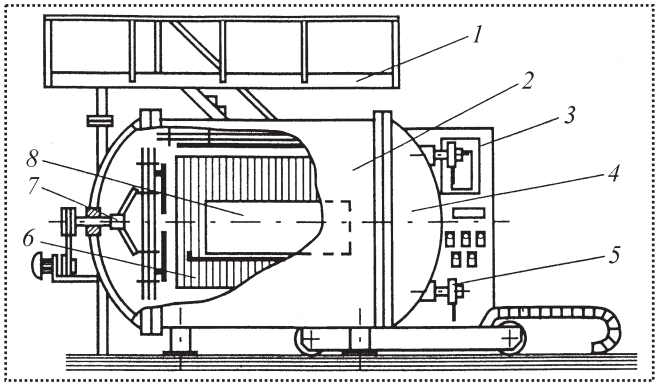


Рис. 1. Установка вакуумной пайки теплообменников из алюминиевых сплавов:
1 – источник питания;
2 – вакуумная камера;
3 – пульт управления;
4 – крышка камеры;
5 – кран напуска воздуха;
6 – нагреватели;
7 – система экранов;
8 – паяемый узел

приводом, которая перемещается по оси камеры на длину загрузочной платформы. В печи можно одновременно осуществлять пайку трех – пяти теплообменников из алюминия или титана.

Режим нагрева термического цикла пайки обеспечивается системой программного управления, контроль температуры – термопарами, установленными на каждом узле. Мощность печи 200 кВт, вакуум $6{,}55\times10^{-2}$ Па, максимальная температура 750 °С.

Для предотвращения испарения магния из припоя и создания его паровой фазы вокруг паяемых узлов пайку проводят в контейнере, размещенном в рабочей зоне вакуумной печи. Он представляет собой тонкостенную оболочку коробчатого типа из коррозионно-стойкой стали или титана толщиной 1,0...1,5 мм. Расстояние от стенок контейнера до паяемого узла 10–15 мм. При использовании внешних источников паров магния его навески равномерно размещают на внутренних стенках контейнера.

Разработчиком вакуумных печей является СКТБ АО "ВНИИЭТО" (Москва).

Свойство нагретого металла сравнительно быстро растворять в себе оксиды и окислительные газы используется в открытом в ИЭС им.

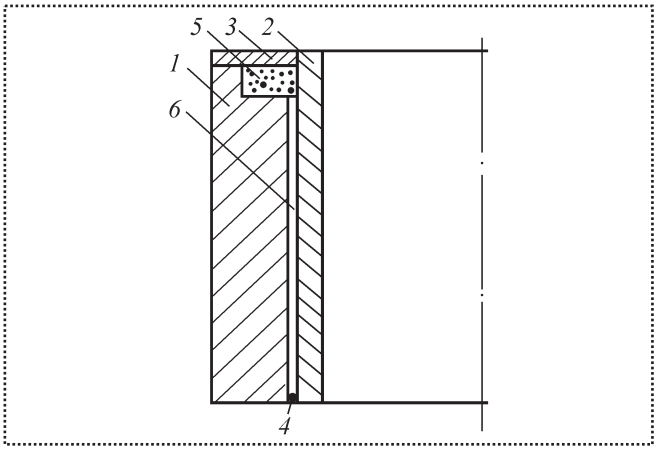


Рис. 2. Цилиндрическое изделие, подготовленное к плакированию автовакуумной пайкой:
1 – стальная обечайка;
2 – плакирующий слой коррозионно-стойкой стали;
3 – герметизирующая крышка;
4 – сварной шов;
5 – порошок припоя;
6 – сборочный зазор

Е.О. Патона автовакуумном эффекте, при котором герметизированный между паяемыми деталями соединительный зазор может полностью очищаться при высокотемпературном нагреве от оксидов и взаимодействующих с металлом газов. По мере растворения атмосферных газов в герметизированном паяльном зазоре образуется вакуум, а соединяемые поверхности очищаются от оксидных пленок [10].

Если в сборочный зазор поместить припои, температура плавления которых превышает температуру растворения атмосферных газов в металле, то происходит автовакуумная пайка (рис. 2) с более благоприятными условиями, чем при пайке в вакуумных установках. В условиях автовакуума не возникает потеря компонентов припоя, имеющих повышенное сродство к кислороду или высокую упругость и большую скорость испарения, поэтому припои хорошо растекаются и заполняют зазор. При пайке в герметизированном зазоре нет опасности вытекания припоя и можно устанавливать большие (некапиллярные) зазоры, что особенно важно при пайке крупных изделий. Автовакуумная пайка позволяет применять максимальные температуры нагрева, при которых повышается прочность паяных соединений.

Автовакуумный эффект можно наблюдать на простейшем эксперименте, при котором две стальные детали, соединенные с зазором, герметизированным с помощью сварки, нагревают до температуры свыше 1000 °С, а после охлаждения разрушают соединение по зазору. Поверхности деталей, между которыми устанавливали зазор, светлые, блестящие, металлического цвета.

Автовакуумный эффект носит всеобщий характер и может протекать при любых температурах, даже при комнатной. Скорость растворения атмосферных газов, обусловленная их диффузионной подвижностью в твердом металле, резко возрастает с ростом температуры. Процесс растворения оксидов и самопроизвольное образование вакуума наиболее энергично протекают при температурах свыше 1000 °С. При пайке изделий с большими сборочными зазорами нагреву должно предшествовать предварительное откачивание атмосферных газов с помощью вакуумных насосов.

Процесс очистки герметизированного пространства от газов показывают барограммы (рис. 3), записанные при нагреве герметичного трубного контейнера с помещенными в него очищенной стружкой металла или металлической лентой.

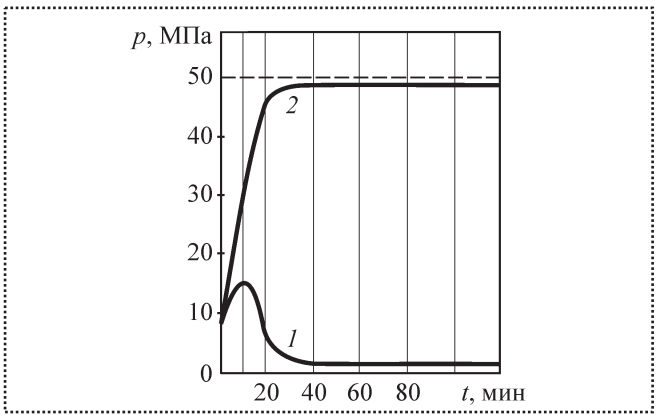


Рис. 3. Изменение давления в процессе нагрева в герметичном контейнере с воздухом (*1*) и аргоном (*2*)

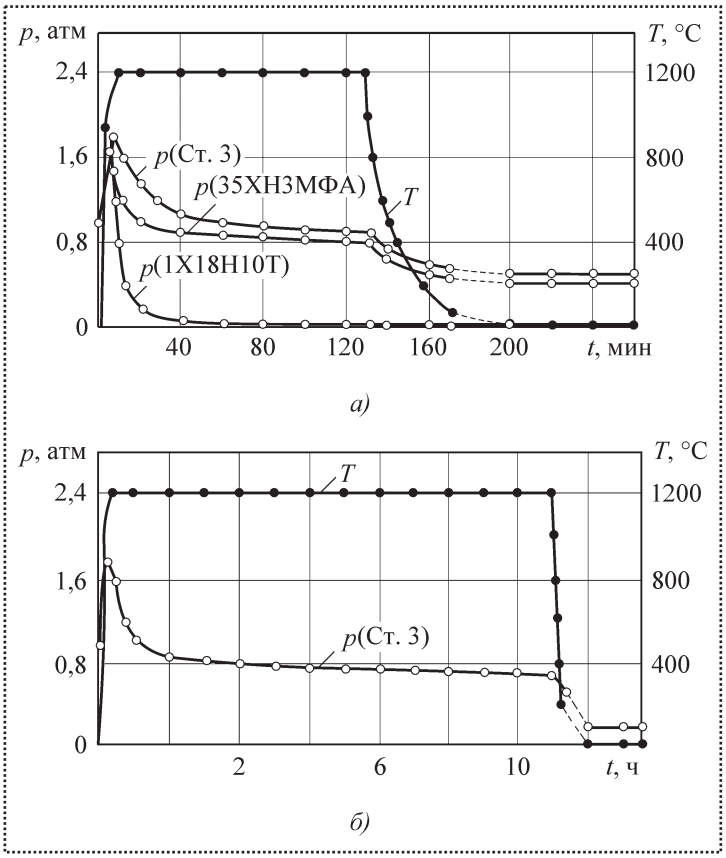


Рис. 4. Барограммы нагрева различных сталей

На рис. 4 представлены типичные барограммы, полученные при нагреве различных сталей в течение 250 мин (*а*) и ~15 ч (*б*). Во всех случаях на начальной стадии нагрева наблюдается быстрый рост давления, а затем быстрое падение. К концу нагрева (через 120 мин) в системе сохраняется значительное остаточное давление.

Процессы поглощения нагретыми металлами кислорода и азота носят последовательный характер, степень поглощения азота зависит от марки стали. Барограмма показывает, что аустенитная сталь практически полностью поглощает кислород и азот, перлитная и нелегированные стали поглощают азот частично. Остаточное давление в контейнере существенно меньше парциального давления азота в воздухе [11].

С увеличением содержания углерода в стали возрастает скорость ее очистки от оксидов. При нагреве углеродистых сталей сначала доминирует процесс связывания кислорода в оксиды железа, сопровождаемый падением давления в контейнере. Одновременно с окислением протекает более медленный процесс восстановления оксидов углеродом, диффундирующим из стали к границе раздела металл – оксидная пленка, сопровождаемый выделением газообразных окиси и двуокиси углерода с соответствующим ростом давления.

Активная реакция восстановления оксидов начинается при 600 °С и завершается при 900 °С. На безуглеродистых сталях оксидная пленка исчезает с поверхности стали при 950 °С в результате растворения кислорода в нагретом металле.

Инертные газы (аргон) не растворяются в нагреваемом металле при пайке в герметичном контейнере. При нагреве до 1200 °С заполненного аргоном контейнера давление в нем поднялось до 50 МПа (см. рис. 3) и в последствии оставалось неизменным.

Удаление газов из замкнутого зазора можно активизировать, применяя мелкодисперсные порошки активных металлов – титана, марганца, хрома. Основное количество кислорода поглощается сорбентами при нагреве до 300 °С, полное поглощение происходит при температуре соответственно 500, 600, 900 °С. Азот поглощается при более высоких температурах. С увеличением количества сорбента в вакуумируемом зазоре эффективность поглощения газов повышается. Наиболее эффективен сорбент, содержащий 40 % марганца и 60 % хрома. При его использовании поглощение кислорода завершается при температуре 600 °С и обеспечивается непрерывное поглощение азота во всем температурном интервале нагрева.

Марганец при нагреве в вакууме интенсивно испаряется, однако при автовакуумном нагреве этого не наблюдается. Относительно высокое остаточное давление (по сравнению с вакуумным), а также образовавшийся слой нитридов с низким парциальным давлением паров препятствуют активному испарению марганца.

В условиях автовакуумного нагрева происходит более ранняя, чем в вакуумной печи, очистка металла. Процесс очистки поверхности металла при автовакуумной пайке равноценен процессу нагрева сталей в вакуумной печи с разрежением 10^{-4} Па.

При автовакуумной пайке можно применять припои на медной, медно-никелевой, никелевой и железной основах. Припои должны иметь пониженную растворимость железа, а температура их плавления должна быть выше температуры начала интенсивного растворения газов в паяемом металле. Верхний предел для автовакуумной пайки сталей составляет 1300 °С. При более высоких температурах необходимо проводить закалку с отпуском или нормализацию металла изделия.

С применением автовакуумной пайки в ИЭС им. Е.О. Патона разработана технология плакирования крупногабаритных и массивных стальных сосудов [12] массой до 100 т, размерами более 2000 мм. В основе технологии заложена пайка облицовки из нержавеющей стали с обечайкой. Облицовку помещают внутрь обечайки, над паяльным зазором размещают необходимое количество припоя в виде порошка, по краям паяльный зазор (0,5...0,7 мм) герметизируют сваркой. Собранную обечайку помещают в печь, где осуществляют равномерный нагрев без защитной атмосферы.

При больших габаритах обечайки невозможно создание капиллярных зазоров между соединяемыми элементами. С другой стороны, капиллярные зазоры не обеспечивают глубокого затекания расплава припоя в вертикальный зазор вследствие растворения паяемого металла. Установлено, что даже в наиболее благоприятных условиях пайки глубина затекания расплава припоя в вертикальный зазор шириной 0,1 мм не превышает 100...150 мм. Поэтому при пайке обечаек устанавливали некапиллярные зазоры шириной до 1 мм.

Автовакуумную пайку облицовки проводят при температуре, не вызывающей ухудшения структуры и свойств металла, т.е. не выше 1100 °С. Нагрев до этой температуры не вызывает необратимого процесса ухудшения свойств стали обечайки. Для автовакуумной пайки при 1100 °С разработан припой ПАН-7 на никелемарганцевой основе с высокими пластичностью и технологическими свойствами и низкой стоимостью. Временно́е сопротивление на растяжение паяных соединений составляет 400 МПа. Модификацией припоя ПАН-7 является припой марки ПАН-7М.

Методом автовакуумной пайки осуществлено также плакирование коррозионно-стойкой сталью обечайки сосуда массой 11 т, диаметром 3600 мм, высотой 2000 мм, толщина стенки 65 мм, плакирующего слоя – 6 мм. Площадь поверхности пайки составила 22,5 м^2, расход припоя на одну обечайку 8 кг. Этим способом можно плакировать обечайки практически любых размеров, для этого необходима лишь соответствующая печь. Способ также применим для соединения крупных элементов изделий различного назначения.

В том же институте разработана технология автовакуумной пайки мелкополюсной магнитной оснастки металлообрабатывающих станков, представляющей собой многослойные изделия, состоящие из чередующихся слоев магнитного (низкоуглеродистая сталь) и немагнитного (аустенитная сталь) металлов, соединенных между собой паяными швами.

Способ соединения магнитных и немагнитных слоев в монолитный блок предельно прост и не требует специального оборудования. Очищенные детали собирают в технологическом контейнере вместе с припоем, который герметизируют сваркой и нагревают до температуры пайки (1000...1050 °С) в обычной термической печи. После охлаждения контейнер вскрывают. Размер плит станочной оснастки 1200×320×30 мм и 620×200×30 мм, площадь пайки 0,5...2,0 м^2.

Во ВНИИкомпрессормаш (Сумы) разработана технология автовакуумной пайки мощных центробежных колес диаметром 200...1200 мм, детали которых выполняют из

сталей с пределом текучести свыше 800 МПа [13]. Колеса состоят из двух дисков (основного и покрывного) и устанавливаемых между ними лопаток. При сборке лопатки приваривают к дисками с образованием тавровых соединений. В области соединений из пластмассы, содержащей порошки металлический и медно-марганцевого припоя, формируются искусственные галтели. После сушки пасты во внутреннюю полость колеса помещают сорбент активного металла, а затем герметизируют его путем приварки технологических заглушек и бандажа. При нагреве изделия в печи сорбент создает вакуум с низким парциальным давлением кислорода. Расплавляемый припой пропитывает каркас из частиц наполнителя, образуя плавную галтель с заданным радиусом, и заполняет соединительный зазор. Состав порошков подбирают таким образом, чтобы в процессе пайки происходила активная взаимная диффузия между наполнителем и припоем. В качестве наполнителя применяют железо-никелевые сплавы.

В промышленности успешно применяют вакуумную пайку крупных стальных металлоконструкций с широкими сборочными зазорами (до 2...3 мм), заполненными тугоплавким порошковым наполнителем, с получением плотных паяных швов большой глубины, обеспечивающих равнопрочность паяных соединений и паяемого металла [14]. При автовакуумном нагреве хорошо смачивают легированные стали медь и припой ПМ-17, а также ВПр-4, легированный поверхностно-активными компонентами и флюсующими элементами.

Использование пайки в вакууме обеспечивает наибольшую экологическую чистоту процесса, требует минимальное количество вспомогательного (паяльного) материала, обеспечивает высокие качество паяных швов и надежность соединений.

Библиографический список

1. **Справочник** по пайке. Под ред. И.Е. Петрунина. М.: Машиностроение, 2003.
2. **Радзиевский В.Н., Гарцунов Ю.Ф.** Газовыделения из железных порошков при пайке по широкому зазору в процессе нагрева в вакууме // Сварочное производство. 1991. № 12.
3. **Перевезенцев Б.Н.** Процессы образования и взаимодействия парофазных сред при контейнерной пайке // Сварочное производство. 1992. № 4.
4. **Краснопевцев А.Ю., Федоров А.Л.** Свойства и особенности соединений при парофазной пайке многокомпонентным припоем системы медь–цинк // Сварочное производство. 1995. № 12.
5. **Федоров А.Л.** Парофазная технология контейнерной пайки латунными припоями. Дисс. ... канд. техн. наук. Тольятти, 1997.
6. **Суслов А.А.** Бесфлюсовая пайка узлов из алюминиевых сплавов в вакууме // Сварочное производство. 1994. № 10.
7. **Березников Ю.И.** Современные процессы пайки алюминиевых конструкций. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1978.
8. **Суслов А.А.** Экологически чистый процесс вакуумной пайки теплообменников из алюминиевых сплавов // Сварочное производство. 1994. № 8.
9. **Сторчай Е.П.** Экологически чистая технология бесфлюсовой пайки алюминиевых сплавов // Сварочное производство. 2007. № 12.
10. **Пузрин Л.Г.** Автовакуумная пайка. М.: Знание, 1975.
11. **Радзиевский В.Н.** Очистка поверхности углеродистой стали от оксидных пленок при автовакуумном нагреве // Сварочное производство. 1990. № 5.
12. **Атрощенко М.Г.** Высокотемпературная автовакуумная пайка крупногабаритных изделий. Дисс. ... канд. техн. наук. Киев, 1986.
13. **Радзиевский В.Н.** Высокотемпературная пайка в вакууме тавровых соединений с большой галтелью из металлического порошка // Сварочное производство. 1991. № 8.
14. **Радзиевский В.Н., Ткаченко С.Г.** Высокотемпературная пайка при широком паяльном зазоре с наполнителем. Сварка и родственные технологии в XXI веке. Киев, 1998.

УДК 519.85

Ю.Н. Матросова, *канд. техн. наук,* **Е.И. Храмова,** *студентка*
(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярёва)
E-mail: mjn78@mail.ru

Программное обеспечение для автоматизированного проектирования приспособлений к станкам сверлильной группы в САПР "Компас-3D"

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

Developed software for automated calculation of design parameters and construction models and drawings of devices for drilling machines.

Ключевые слова: заготовка, сверление, кондуктор, программное обеспечение.

Key words: half-finished product, drilling, devices for drilling machines, software.

В современном машиностроении для автоматизации технологических процессов изготовления изделий используют современные CAD, CAM системы. Для изделий специального назначения проектируют технологическую оснастку, например кондукторы, с помощью которых можно обрабатывать разнообразные по форме и размерам детали: валики, кронштейны, рычаги, корпуса. Применение кондукторов устраняет необходимость в разметке, нанесении центровых отверстий, выверке заготовок при креплении и других операциях, связанных со сверлением. Поэтому автоматизация процесса проектирования кондукторов весьма актуальна.

В условиях мелкосерийного и серийного производства наиболее целесообразно применять универсальные нормализованные кондукторы, которые путем переналадки можно использовать для обработки большого количества однотипных, но различных по размерам заготовок. К нормализованным кондукторам относятся скальчатые с быстродействующими ручными и пневматическими зажимами и др., которые обеспечивают быстрый зажим и освобождение заготовки и допускают большое число переналадок. Скальчатые кондукторы используют для сверления, развертывания и нарезания резьбы в различных изделиях.

В связи с тем, что для обработки цилиндрических заготовок, как правило, проектируют специальные приспособления, форма и конструкция которых зависят от точности расположения детали, целесообразно автоматизировать процесс проектирования кондукторов путем создания параметризированных 3D-моделей этого устройства в зависимости от формы и размеров заготовки.

Разработана конструкция кондуктора с Г-образным прихватом, кинематическая схема которого представлена на рис. 1. *Необходимое условие удержания заготовки в кондукторе:*

$$M_{\text{тр}} > M_{\text{рез}},$$

где $M_{\text{тр}}$ – момент трения;

$M_{\text{рез}}$ – момент резания:

$$M_{\text{тр}} = kM_{\text{рез}},$$

$$M_{\text{рез}} = 10C_m D^q S_0^y k_p,$$

где C_m, k_p – поправочные коэффициенты, учитывающие свойства заданного материала заготовки;

S_0 – подача;

D – диаметр просверливаемых отверстий;

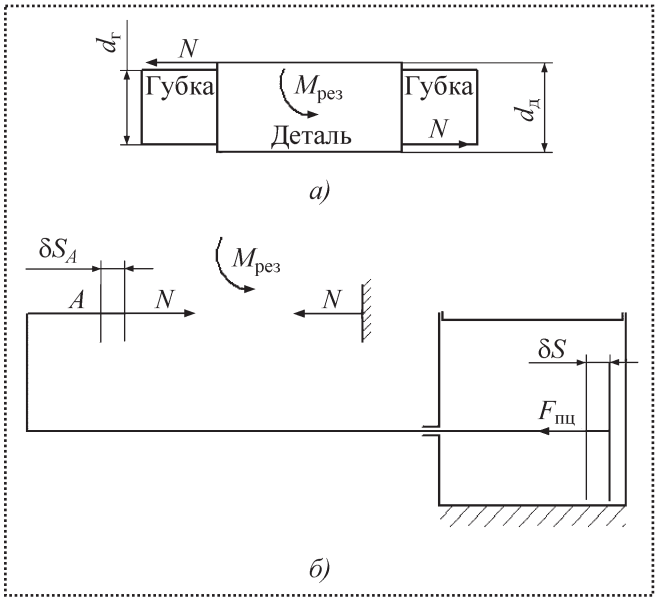


Рис. 1. Вид сверху *(а)* и кинематическая схема (*б*) кондуктора с Г-образным прихватом:
N – сила давления губок на заготовку;
$M_{рез}$ – момент резания;
$F_{пц}$ – сила пневмоцилиндра кондуктора;
$d_г$ и $d_д$ – высота губки и детали;
δS_A – перемещение подвижной губки;
δS – перемещение поршня пневмоцилиндра

q, y – показатели степени;

k – коэффициент запаса усилия.

Достаточное условие удержания заготовки:

$$\sigma_{см} = F_{см} / S \le [\sigma_{см}],$$

где $\sigma_{см}$ и $[\sigma_{см}]$ – расчетное предельное и допустимое напряжения на смятие материала заготовки;

$F_{см}$ – сила смятия, равная силе прижатия N;

S – наименьшая площадь контакта детали и кондуктора.

Авторами разработана структурная схема проектирования и алгоритм процесса расчета параметров кондуктора с Г-образным прихватом (рис. 2). Для осуществления расчета основных параметров приспособления необходимо ввести исходные данные: параметры заготовки и просверливаемого отверстия.

Далее выполняется расчет необходимого и достаточного условий удержания заготовки. Если условия выполняются, то проводится расчет и назначение стандартных значений параметров проектируемого приспособления. Затем проверяется на срез наружная резьба штока, после чего рассчитываются основные характеристики работы кондуктора.

Выходными данными служат основные элементы – узлы приспособления и характеристики работы пневмопривода.

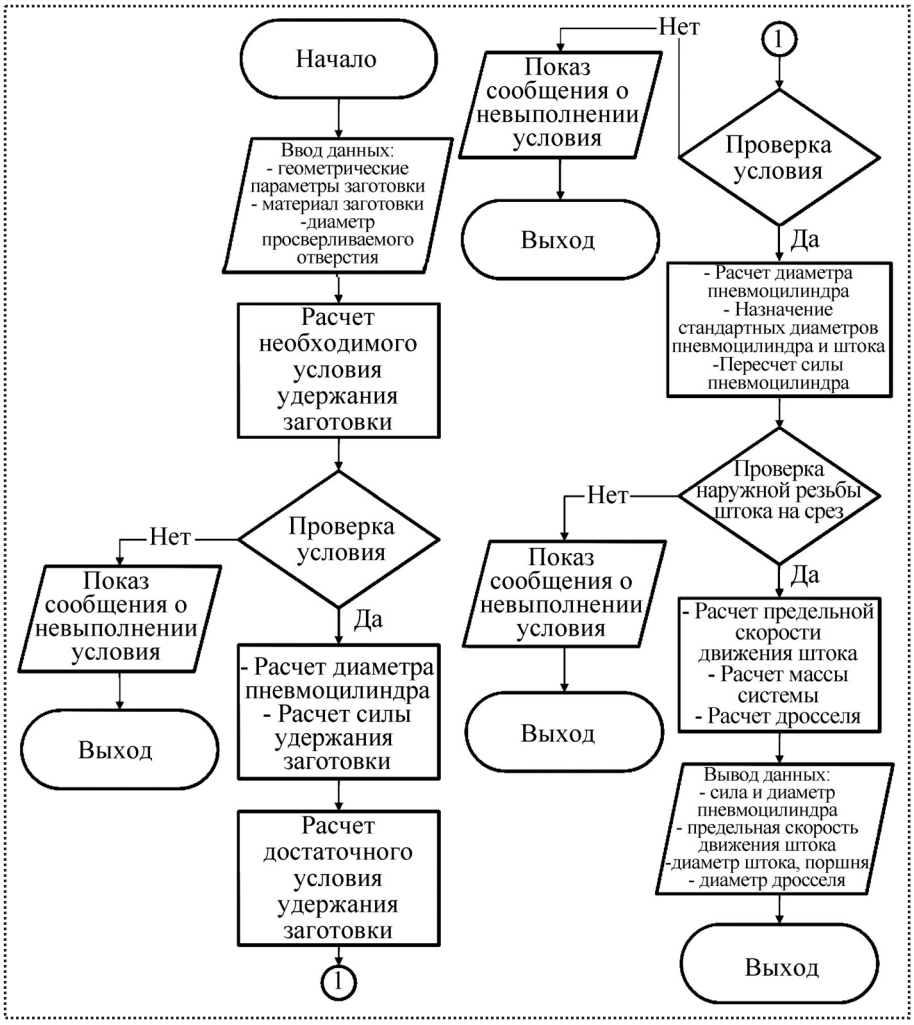


Рис. 2. Алгоритм расчета параметров кондуктора

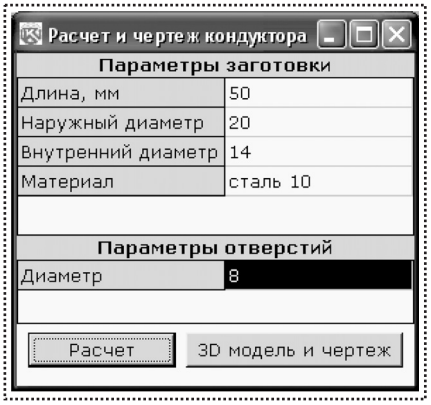


Рис. 3. Интерфейс программного обеспечения

Программа позволяет осуществить проверку корректности ввода данных ввиду влияния человеческого фактора (вероятности появления ошибок). Далее проверяется выполнение необходимого и достаточного условий удержания заготовки, затем проводится расчет основных параметров и строится чертеж и 3D-модель кондуктора.

На основе полученного алгоритма разработано программное обеспечение в среде Borland Delphi на базе системы "Компас-3D". Для расчета использованы стандартные библиотеки среды Delphi, включающие в себя математические, визуальные средства, стандартные компоненты.

Для работы применяется OLE-механизм, позволяющий подключаться к системе "Компас-3D" и за счет средств программирования (описаний переменных, функций процедур) проектировать трехмерные модели и чертежи.

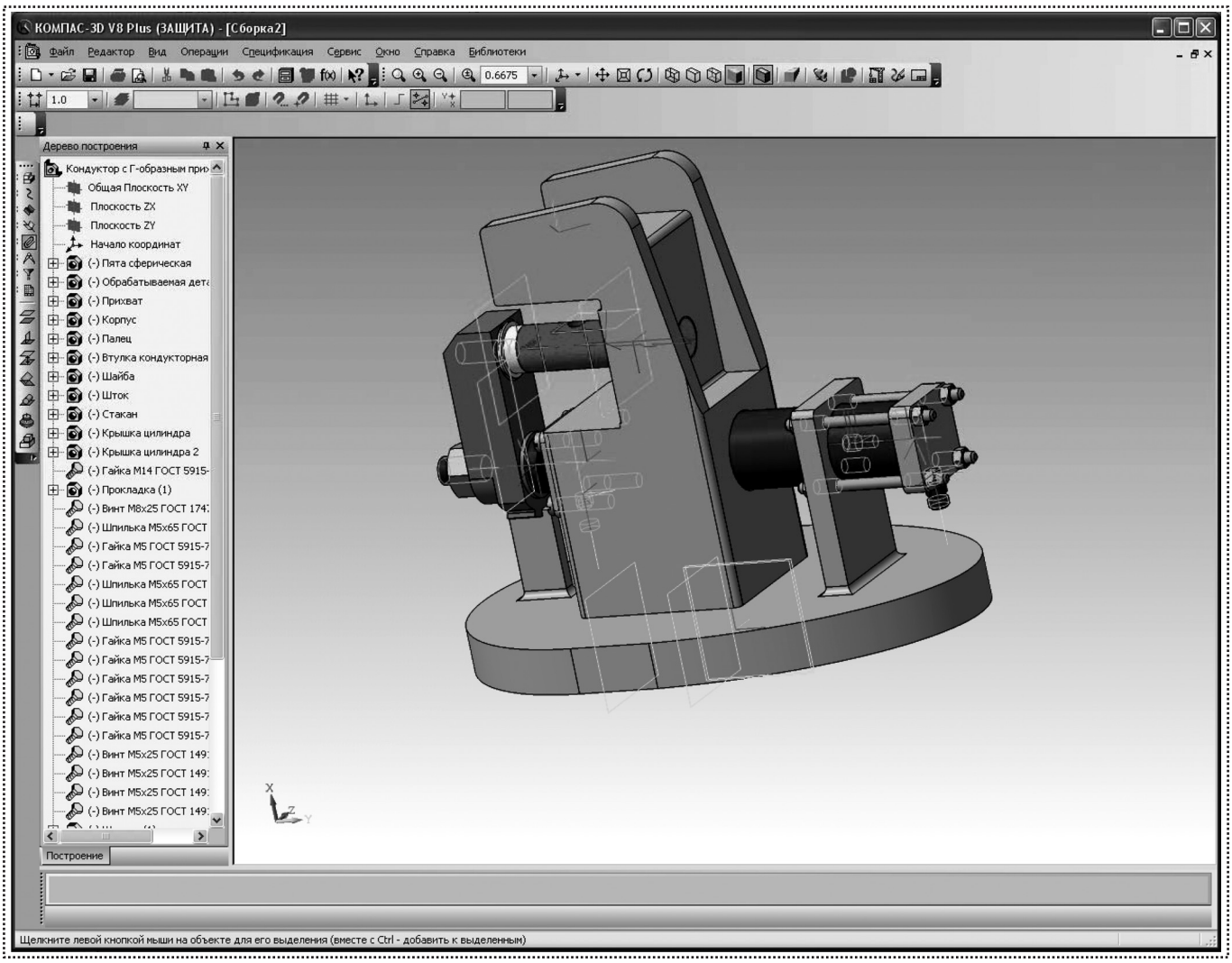


Рис. 4. 3D-модель проектируемого приспособления

Для построения использованы "интерфейсы" объектов. Программа представляет собой проект, состоящий из модулей расчета, экспорта в формат Word, построения трехмерной модели и чертежа.

На рис. 3 представлен интерфейс разработанного программного обеспечения. При нажатии кнопки "Расчет" происходит автоматический расчет необходимого и достаточного условий удержания заготовки в кондукторе, основных параметров кондуктора с пневматическим приводом и формирование документа в формате Word, в котором представлены как методика, так и результаты расчета кондуктора согласно исходным данным. Затем при нажатии кнопки "3D-модель и чертеж" программа автоматически передает заданные параметры в САПР "Компас-3D", где происходит построение 3D-модели приспособления (рис. 4), а затем и чертежа.

При изменении параметров исходной детали рекомендуется вначале проводить расчет приспособления, а только потом – построение 3D-модели и чертежа, так как все необходимые параметры изменяются именно при нажатии на кнопку "Расчет". При неправильном вводе параметров обрабатываемой детали выдается сообщение об ошибке и дальнейший расчет не идет.

Таким образом, разработанное программное обеспечение позволяет в автоматизированном режиме рассчитывать конструктивные параметры и формировать 3D-модель и чертеж кондуктора для обработки отверстий в цилиндрических заготовках, что значительно сокращает трудоемкость процесса проектирования данного вида приспособлений.

Библиографический список

1. **Белоусов А.П.** Проектирование станочных приспособлений: изд. 2-е. Учебное пособие для техникумов. М.: Высшая школа, 1974. 410 с.

2. **Храмова Е.И., Матросова Ю.Н.** Разработка программного обеспечения для автоматизированного проектирования 3D-модели и чертежа кондуктора с Г-образным прихватом в САПР "Компас-3D". 63-я региональная научно-техническая конференция студентов, магистров и аспирантов вузов с международным участием, посвященная 1000-летию Ярославля. 21 апреля 2010. Ч. 1. Ярославль: Изд-во ЯТУ, 2010. 198 с.

ОБРАБОТКА ГЛУБОКИХ ОТВЕРСТИЙ В МАШИНОСТРОЕНИИ: справочник

С.В. Кирсанов, В.А. Гречишников, С.Н. Григорьев, А.Г. Схиртладзе

2010. – 344 с. ISBN 978-5-94275-521-8 **Цена 600 р.**

Рассмотрены современные конструкции инструментов для обработки глубоких отверстий. Даны рекомендации по их проектированию, изготовлению и эксплуатации. Приведены сведения о технологии обработки глубоких отверстий, используемых станках и приборах для контроля глубоких отверстий.

Предназначен для технологов и конструкторов машиностроительных предприятий, а также студентов вузов.

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

УДК 621.9

В.Б. Ильицкий, *д-р техн. наук, профессор,* **А.С. Евсеев,** *аспирант*
(Брянский государственный технический университет)
E-mail: bandicoot_32@mail.ru

Поводковые устройства для токарных многоцелевых станков

Рассмотрены существующие конструкции поводковых устройств. Предложены новые конструкции поводковых приспособлений на базе жесткого центра для применения в составе современных токарных обрабатывающих модулей. Приведен расчет данных приспособлений на обеспечение неподвижности заготовки при поперечной обработке.

Reviewed legacy constructions of carrier devices, introduced new constructions of carrier devices, based on solid center for use on modern milling-turning machinning centers, given the device calculation of keeping the work part rest during a cross-working operation.

Ключевые слова: поводковое устройство, токарный многоцелевой станок, жесткий центр, автоматическое внедрение, упорная резьба.

Key words: carrier device, milling-turning machinning center, solid center, automatic indention, buttress thread.

Значительную часть деталей в машиностроительном производстве составляют детали класса "вал". Для обработки на токарных станках их устанавливают в обычных центрах, а для передачи крутящего момента от шпинделя станка применяют поводковое устройство, состоящее из хомутика и поводковой планшайбы. Однако такой способ имеет ряд недостатков: значительные затраты времени на зажим и снятие хомутика; невозможность обработки заготовки по всей длине, приводящая к снижению производительности и точности, так как требуется переустановка заготовки; низкая жесткость соединения и др.

Для устранения указанных недостатков передние центры токарных станков объединяют с поводковыми устройствами, вращающими заготовку посредством зубьев, штырей или других элементов, внедряемых в торец заготовки (или в фаску на торце) либо в отверстие (для полых заготовок). Такие устройства позволяют обрабатывать заготовку по всей длине, т.е. исключается необходимость ее переустановки.

При токарной обработке валов, установленных в центрах, широкое распространение получили поводковые устройства на базе плавающего центра. Они обеспечивают передачу крутящего момента заготовке путем внедрения в ее торец поводков различного конструктивного исполнения.

Однако такие устройства используют только на черновых и получистовых операциях по следующим причинам:

– наличие зазоров в сопряжениях плавающего переднего и вращающегося заднего центров снижает жесткость и виброустойчивость технологической системы, что отрицательно влияет на точность получаемых диаметральных и линейных размеров, а также на качество обрабатываемой поверхности;

– значительное количество (три и более) нежестких связей уменьшает сопротивление технологической системы упругим колебаниям, особенно в области нелинейных резонансных колебаний переднего центра, что снижает качество обрабатываемой поверхности.

Отмеченные недостатки исключают путем использования устройств на базе жесткого центра. Особый интерес представляют поводковые устройства, передающие крутящий момент заготовке благодаря автоматическому внедрению поводков на необходимую глубину в зависимости от возникающего момента резания, что обеспечивает высокую надежность передачи крутящего момента.

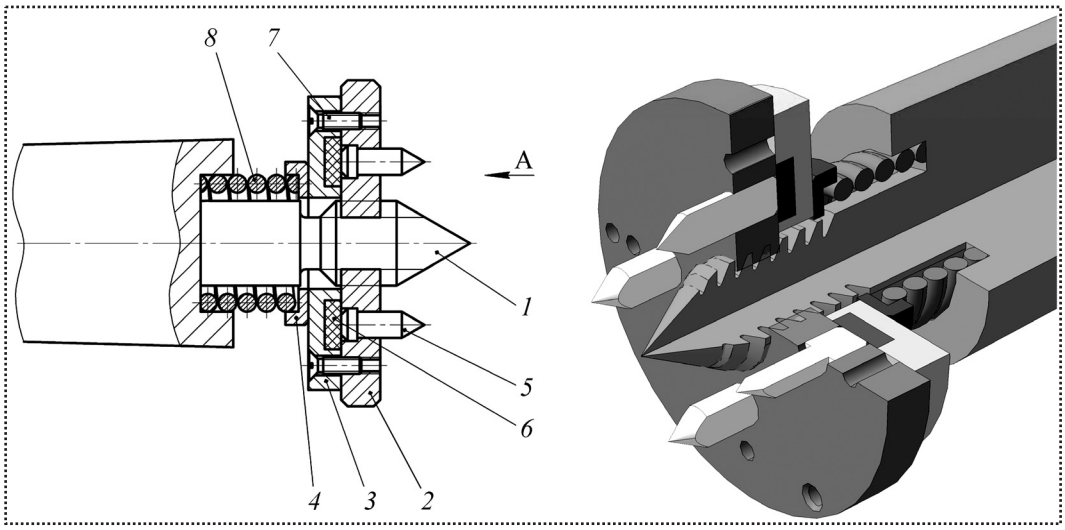


Рис. 1. Самонастраивающееся поводковое устройство с гидропластом

Конструкции таких поводковых устройств разработаны и исследованы в работе [1]. Однако все известные конструкции поводковых устройств способны обеспечить токарную обработку валов. Современные токарные многоцелевые обрабатывающие центры (модули) позволяют выполнять различные фрезерные и сверлильные операции (получение шпоночных пазов, лысок и др., радиальных отверстий), т.е. обработку в поперечном направлении, при которой деталь должна находиться в неподвижном состоянии.

Разработаны конструкции самонастраивающихся устройств на базе жесткого центра, в которых автоматическое внедрение поводков обеспечивается за счет упорной резьбы, которая после выполнения токарных переходов выполняет функцию стопорящего элемента, обеспечивая неподвижность заготовки (рис. 1).

Устройство работает следующим образом. Центр *1* вставляется хвостовиком в шпиндель станка. Обрабатываемая заготовка, перемещаемая центром задней бабки, надвигается центровым отверстием на неподвижный центр *1* с усилием, достаточным для беззазорного контакта центров и центровых отверстий. Далее ручным вращением поводкового диска *2* совместно с опорной шайбой *3* поводки *5* доводятся до незначительного начального их внедрения в торец заготовки.

При приложении к заготовке момента резания поводки автоматически внедряются в торец на необходимую глубину за счет совместного поворота с диском *2* и осевого перемещения по резьбе. Глубина внедрения, инициируемая моментом резания, обеспечивается максимальная в зависимости от максимального крутящего момента при выполнении токарных переходов. В дальнейшем при выполнении фрезерных и сверлильных переходов эта глубина сохраняется за счет стопорящих свойств упорной резьбы и дополнительного контакта опорной *3* и центрирующей *4* шайб. Пружина *8* способствует облегчению начального внедрения поводков *5*, а также, контактируя с центрирующей шайбой *4*, обеспечивает фрикционный контакт, фиксирующий положение внедренных поводков. Опорная шайба *3* жестко соединена с диском *2* с помощью винтов *7*. Поводки *5* опираются на гидропластовое кольцо *6*, что обеспечивает их равномерное внедрение в торец заготовки при отклонении от перпендикулярности оси.

Использование поводкового центра данной конструкции повышает точность и надежность передачи крутящего момента при обработке деталей на токарных станках, в том числе многоцелевых.

Возможно исполнение поводкового устройства, в котором вместо гидропласта равномерность внедрения достигается применением опорной шайбы *1* и пяты *2* со сферическими поверхностями (рис. 2).

Предлагаемые конструкции изготовлены и показали надежную работу при выполнении

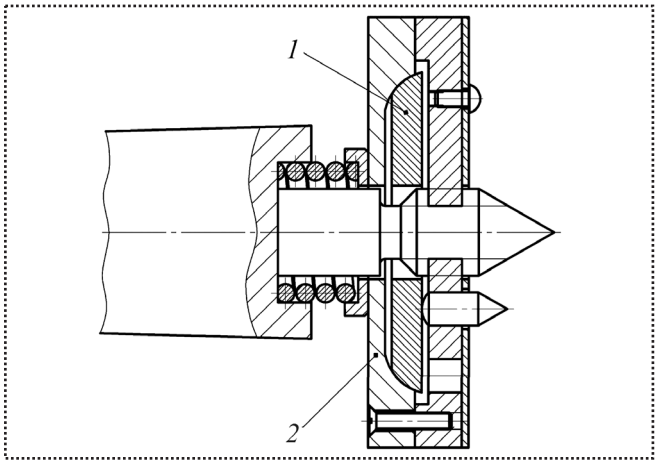


Рис. 2. Самонастраивающееся поводковое устройство со сферическими сопряжениями

токарных переходов. Не вызывает опасений и сохранение неподвижности устройства при сверлении отверстий и фрезеровании шпоночных пазов, однако возможность фрезерования лысок требует анализа.

После токарной обработки в резьбе сформировался момент трения и момент в контакте вала с поводковыми элементами, которые должны обеспечить неподвижность вала при фрезеровании лыски. Неподвижность будет гарантирована, если указанные моменты не превысят момент резания при фрезеровании. Более удобно оценивать неподвижность сравнением действующей и допустимой осевых сил.

Параметры анализируемого поводкового устройства: резьба упорная $S26\times5LH$; количество поводков – 4, поводки конусной формы с углом 60°, радиус их расположения $r_п$ = 25 мм; максимальный диаметр поверхности точения 60 мм ($r_в$ = 30 мм), плечо момента при фрезеровании лыски r = 25 мм, материал вала – сталь 45 (HB = 1700 Н/мм^2).

Осевое усилие затяжки резьбы после точения

$$P_{ос} = \frac{2P_{zт}\, r_в}{d_{ср}\,\mathrm{tg}(\alpha+\varphi_{пр})\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^{2\upsilon+1}\right]}, \qquad (1)$$

где $P_{zт}$ – окружная сила при точении;

$d_{ср}$ – средний диаметр резьбы:

$$d_{ср} = d_н - 3{,}75 = 22{,}25 \text{ мм};$$

$\mathrm{tg}(\alpha + \varphi_{пр})$ – статический коэффициент трения в резьбе;

$\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^{2\upsilon+1}\right]$ – поправочный коэффициент, учитывающий изменение коэффициента трения с учетом динамики процесса механической обработки [2].

Приведенный угол трения $\varphi_{пр}$ определим из соотношения

$$\mathrm{tg}\varphi_{пр} = \frac{f}{\cos\psi/2},$$

где f – коэффициент трения плоских стальных поверхностей;

ψ = 33° – угол при вершине резьбы.

Угол трения α найдем из выражения

$$\mathrm{tg}\alpha = \frac{P}{2\pi r_{ср}},$$

где P = 5 мм – шаг резьбы;

$r_{ср}$ = 11,125 мм – средний радиус резьбы.

Получим α = 4,57°.

Коэффициент трения для поверхностей, обработанных точением, f = 0,1; 0,12; 0,15.

Коэффициент трения в резьбе принимает значения соответственно 0,19; 0,2; 0,24.

Резьба представляет собой затянутый стык, в котором при колебаниях происходит снижение сил трения за счет уменьшения статического коэффициента трения. Анализ изменения коэффициента трения плоских стыков выполнен в работе [2]. Это изменение определяется параметром

$$1-\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^{2\upsilon+1},$$

где ω – частота вынужденных колебаний;

ω_0 – частота собственных колебаний;

υ – параметр кривой опорной поверхности, определяемый по профилограмме шероховатости; для резьбовой поверхности, полученной точением, $\upsilon \approx 1{,}5$.

Частоты колебаний можно рассчитать для каждого конкретного случая, но это весьма трудоемкий процесс. При точении частота вы-

нужденных колебаний незначительна и отношение $\frac{\omega}{\omega_0} \le 0{,}4$, что фактически не изменяет статический коэффициент трения. При фрезеровании это отношение может достигать значения 0,8 в дорезонансной зоне [2] и коэффициент трения снизится в 0,6 раза. Частота вынужденных колебаний при фрезеровании выше в 3–5 раз, чем при точении.

В современных токарных модулях поперечная обработка обеспечивается инструментами, размещенными в револьверных или специальных инструментальных головках. Для гарантированного обеспечения работоспособности предлагаемого поводкового устройства выполним анализ его работоспособности по предельной силе резания при фрезеровании $P_{z\text{ф}}$, которая связана с мощностью W следующим соотношением:

$$W = \frac{P_{z\text{ф}} \text{v}}{1020 \cdot 60}, \text{ кВт},$$

где v – скорость резания, м/мин:

$$\text{v} = \frac{\pi d n}{1000}.$$

При диаметре фрезы $d = 50$ мм и числе оборотов $n = 600$ мин$^{-1}$ получим $P_{z\text{ф}} = 650W$.

Значения W и $P_{z\text{ф}}$ для различных модулей приведены в таблице.

Предельные значения осевой силы затяжки резьбы для предотвращения проворота заготовки для наиболее мощных приводов, развивающих $P_{z\text{ф}} = 3575$ и 5850 Н, $P_{\text{ос}} = 66948$ и 109550 Н. Преобразовав формулу (1), определим $P_{z\text{т}}$, необходимую для обеспечения подобных осевых усилий:

$$P_{z\text{т}} = \frac{P_{\text{ос}} d_{\text{ср}} \text{tg}(\alpha + \varphi_{\text{пр}}) \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^{2\upsilon + 1} \right]}{2 r_{\text{в}}}. \qquad (2)$$

В результате расчета получим соответственно $P_{z\text{т}} = 4965$ и 8125 Н. Сравнивая эти значения с данными справочника по режимам резания [3], сделаем вывод, что их можно обеспечить в том случае, если токарная обработка выполняется на первом станке с глубиной резания не менее $t = 2{,}5$ мм и подачей $S_0 = 1$ мм/об, а на втором – $t = 4$ мм, $S_0 = 1$ мм/об. Такие режимы точения возможны при черновой обработке вала, что не всегда необходимо.

Предельные значения W и $P_{z\text{ф}}$ для различных станков

Модель станка	W, кВт	$P_{z\text{ф}}$, Н
TAKISAVA EX308 (две револьверные головки)	1,2/3	780/1950
B470 S2M	3,7	2405
Romi G 30M	5,5	3575
SMART TURN	9	5850

Выполненный анализ показывает, что при фрезеровании лысок от поводкового устройства с автоматическим внедрением поводков следует отказаться, а использовать несколько измененную его конструкцию с ручным внедрением поводков (рис. 3), в которой затягивание резьбы проводят ключом, а опорная шайба *1* выполнена в виде четырехгранника. Кроме того, для стопорения поводкового диска *2* предусмотрена также четырехгранная гайка *3*, перемещаемая по метрической резьбе. Упорная и метрическая резьбы левые.

Необходимо также выполнить проверку на отсутствие проворота вала в контакте с поводками. Для этого воспользуемся теорией расчета поводковых устройств, изложенной в работе [4].

Момент, который может обеспечить поводковое устройство [2]:

$$M = \frac{K_{\text{ш}}}{K} P_{\text{ос}} f_{\text{с}} r_{\text{п}},$$

где $K_{\text{ш}}$ – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости торца вала на величину крутящего момента:

$$K_{\text{ш}} = \left[\frac{1}{1 + \frac{R_P}{h}} \right]^2,$$

где R_p – высота сглаживания – расстояние от средней линии шероховатого слоя до линии выступов, для торцового точения $R_P = 30$ мкм;

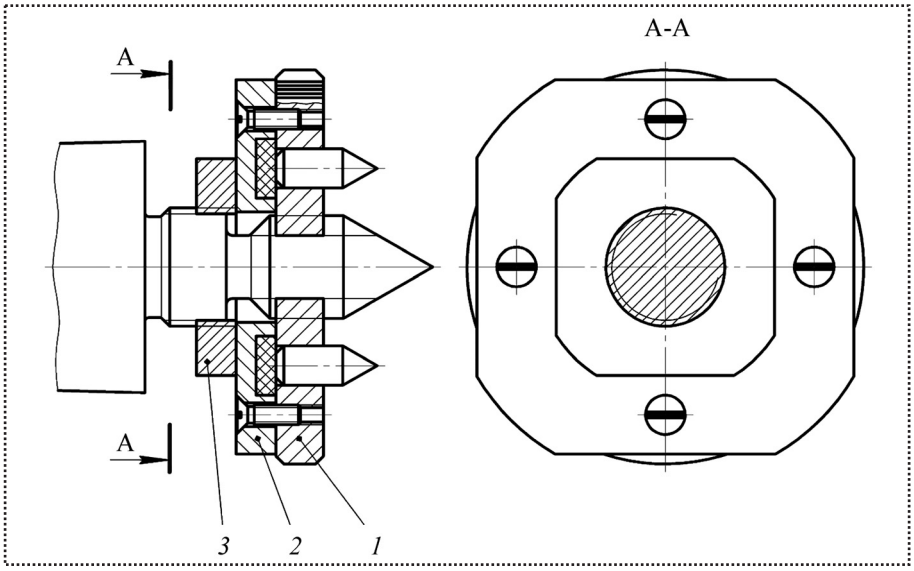


Рис. 3. Поводковое устройство с ручным внедрением поводков

h – глубина внедрения поводков в торец заготовки:

$$h = \mathrm{ctg}\varphi\sqrt{\frac{P_{\text{ос}}\sin(\varphi/2)}{\pi HBn}},$$

φ – угол конуса поводка;

HB – твердость материала вала;

n – количество поводков;

K – коэффициент запаса (для рассматриваемого случая $K = 1$, так как необходимый момент или осевая сила определяются по предельной мощности);

$f_{\text{с}}$ – коэффициент сцепления поводков с поверхностью торца:

$$f_{\text{с}} = \frac{2K_p}{\pi}\mathrm{ctg}(\varphi/2);$$

$K_p = 1{,}5$ – коэффициент анизотропии материала вала.

Для анализируемых осевых сил $h = 1{,}44$ и $1{,}87$ мм соответственно, $K_{\text{ш}} \approx 1$ в обоих случаях, $f_{\text{с}} = 1{,}65$.

Определим необходимое осевое усилие для исключения проворота вала при действии момента $M = P_{z\text{ф}}r$ для рассматриваемых станков, преобразуя формулу (2):

$$P_{\text{ос}} = \frac{P_{z\text{ф}}rK}{K_{\text{ш}}f_{\text{с}}r_{\text{п}}}.$$

Эти значения соответственно равны 2275 и 3545 Н, что значительно ниже необходимого для исключения проворота вала в резьбовом контакте.

Следует иметь в виду, что глубина внедрения поводков не превышает 2 мм и обеспечивается поворотом ключа менее чем на половину оборота, так как шаг резьбы равен 5 мм. *Очевидно, что устройство с ручным внедрением обеспечит гарантированную надежную работу на всех возможных переходах. Поводковое устройство с автоматическим внедрением можно использовать также при всех видах обработки за исключением фрезерования лысок.*

Библиографический список

1. **Ильицкий В.Б., Моисеев В.В.** Самонастраивающиеся поводковые устройства на базе жесткого центра // Стин. 2008. № 5.

2. **Ильицкий В.Б., Микитянский В.В., Сердюк Л.М.** Станочные приспособления. Конструкторско-технологическое обеспечение эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989.

3. **Режимы** резания металлов. Справочник. Изд. 3-е, перераб. и дополненное. Под ред. Ю.В. Барановского. М.: Машиностроение, 1972.

4. **Прогрессивная** поводковая технологическая оснастка для токарных и шлифовальных работ. Расчет и проектирование / Ю.С. Степанов, В.Б. Ильицкий, Ю.В. Василенко и др. Под общ. ред. Ю.С. Степанова. М.: Машиностроение-1, 2004.

ООО "Издательство **Машиностроение**", 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Учредитель ООО "Издательство **Машиностроение**".
Адрес электронной почты издательства: **E-mail: mashpubl@mashin.ru**;
редакции журнала: **sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru**
Телефон редакции журнала: (499) 268-38-42; тел./факс (499) 268-85-26; факс 269-48-97.
Технический редактор *Жиркина С.А.* Корректоры *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 14.02.11 г. Подписано в печать 11.04.11 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 5,88. Уч.-изд. л. 5,44. Заказ 190. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Издательство Машиностроение".
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, д. 15.