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

11 2014 (172)

СОДЕРЖАНИЕ

Сборочное оборудование и его элементы

Микаева С.А., Микаева А.С., Железникова О.Е., Амелькина С.А. Облучатели бактерицидные . . . 3

Современные технологии сборки

Жарков Г.Е. Метод сборки изменением положения центра тяжести . . . 7

Иванов А.А. Способы базирования сопрягаемых деталей при сборке . . . 14

Технологическая оснастка для сборки

Гоцеридзе Р.М., Румянцев С.В. Применение системы подвеса типа "индуктивно-емкостный мост" для измерения параметров неуравновешенности поплавкового чувствительного элемента . . . 19

Кочкин Е.В., Матвеев Е.В., Медарь А.В., Меденков В.И. Автоматизированный стенд компьютерного контроля массовых характеристик изделий в сборочном производстве . . . 27

Питание сборочных линий. Комплектация. Складирование. Упаковка

Сазонов Д.А. Структура множества путей комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник" . . . 34

В помощь конструктору, технологу

Маслов А.Р. Динамические характеристики сборок "шпиндель металлорежущего станка – инструментальная оправка" . . . 39

Соединение деталей машин

Березин С.Я., Карпов А.Р. Резьбовые соединения с периодическим контактом волнистого винтового профиля одной из деталей . . . 43

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) 269-54-98; Факс: (499) 269-48-97.

E-mail: sborka@mashin.ru

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

Председатель редакционного совета

Ф.М. МИТЕНКОВ, *академик РАН*

Редакционный совет

МОСКВА

А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор), д.т.н., проф.
М.В. ВАРТАНОВ, д.т.н., проф.
А.А. ГУСЕВ, д.т.н., проф.
И.Н. ЗИНИНА, к.т.н., доц.
Ю.Л. ИВАНОВ, д.т.н.
Ю.Г. КОЗЫРЕВ, к.т.н.
А.И. КУМЕНКО, д.т.н., проф.
А.В. МЕДАРЬ, д.т.н.
Е.А. МИКРИН, д.т.н., акад. РАН
В.В. ПОРОШИН, д.т.н., проф.
Б.В. ШАНДРОВ, к.т.н., проф.
А.А. ШАТИЛОВ, к.т.н., доц.
А.Г. ХОЛОДКОВА, к.т.н., проф.
Г.А. ЯРКОВ, инж.

Региональные советы

БЕЛГОРОД
Н.А. ПЕЛИПЕНКО, д.т.н.

БРЯНСК
О.А. ГОРЛЕНКО, д.т.н., проф.

ВЛАДИВОСТОК
Ю.Н. КУЛЬЧИКН, д.т.н., чл.-кор. РАН
А.А. СУПОНЯ, к.т.н.

ВОЛГОГРАД
В.Г. КАРАБАНЬ, к.т.н., доц.
М.Г. КРИСТАЛЬ, д.т.н., проф.
В.И. ЛЫСАК, д.т.н., проф., чл.-кор. РАН
В.М. ТРУХАНОВ, д.т.н., проф.

ИЖЕВСК
И.В. АБРАМОВ, д.т.н., проф.
Б.А. ЯКИМОВИЧ, д.т.н., проф.
В.Г. ОСЕТРОВ, д.т.н., проф.

КАЗАНЬ
Р.И. АДГАМОВ, д.т.н., проф.

КОВРОВ
Ю.З. ЖИТНИКОВ, д.т.н., проф.

КОЛОМНА
Ю.Д. АМИРОВ, д.т.н., проф.

КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ
Б.Н. МАРЬИН, д.т.н.
В.И. ШПОРТ, д.т.н., проф.
А.М. ШПИЛЕВ, д.т.н., проф.

НАБЕРЕЖНЫЕ ЧЕЛНЫ
С.В. ДМИТРИЕВ, д.т.н., проф.
Р.М. ХИСАМУТДИНОВ, к.т.н.

НИЖНИЙ НОВГОРОД
С.В. ГОЛУБЕВ, инж.

ОМСК
В.Н. КОСТЮКОВ, д.т.н.

ОРЕЛ
Ю.С. СТЕПАНОВ, д.т.н., проф.
Г.А. ХАРЛАМОВ, д.т.н., проф.

ОРЕНБУРГ
А.Н. ПОЛЯКОВ, д.т.н., проф.
А.И. СЕРДЮК, д.т.н., проф.
А.П. ФОТ, д.т.н., проф.

РЫБИНСК
В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ, д.т.н., проф.
В.В. НЕПОМИЛУЕВ, д.т.н., проф.
А.Н. СЕМЕНОВ, д.т.н., проф.

САМАРА
М.А. ЕВДОКИМОВ, д.п.н., проф.
Ю.А. ВАШУКОВ, к.т.н., доц.
Г.А. КУЛАКОВ, д.т.н.
В.А. НИКОЛАЕВ, к.т.н., проф.

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
В.Ф. КУЗЬМИН, к.т.н.
Е.В. ШАЛОБАЕВ, к.т.н., проф.

СЕВАСТОПОЛЬ
Е.Л. ПЕРВУХИНА, д.т.н., проф.

ТОЛЬЯТТИ
А.И. РЫЖКОВ, к.т.н.

ТУЛА
В.В. ПРЕЙС, д.т.н., проф.

ХАБАРОВСК
В.А. ЛАШКО, д.т.н., проф.

Украина

КИЕВ
А.С. ЗЕНКИН, д.т.н., проф.
В.А. МАТВИЕНКО, к.т.н.

ДОНЕЦК
А.Н. МИХАЙЛОВ, д.т.н., проф.

Беларусь

МИНСК
В.Л. БАСИНЮК, д.т.н.
М.Л. ХЕЙФЕЦ, д.т.н., проф.

ГОМЕЛЬ
В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н.

ПОЛЬША
П. ЛЕБКОВСКИ, д.т.н.
Е. ЛУНАРСКИ, д.т.н.

Ответственные за подготовку и выпуск номера:
Ю.А. ЧИЧОВ, 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", 2014

THE MONTHLY JOURNAL FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

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

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

11 2014 (172)

CONTENTS

Production tools and machinery for assembly

Mikaeva S.A., Mikaeva A.S., Zeleznikova O.E., Amelkina S.A. The bactericidal irradiators 3

Modern technologies in assembly

Zharkov G.E. Method of essembling by changing a gravity center position 7

Ivanov A.A. The methods of the basing of interfaced parts in the assembly 14

Technological equipment for assembly

Gotseridse R.M., Rumiantsev S.V. Using the inductive-capacitive bridge type electric system suspension for measurement unbalance parameters floating detector element 19

Kothkin E.V., Matveev E.V., Medar A.V., Medenkov V.I. Automatized stand computer control mass product characteristic in assembly manufacture 27

Feeding of assembly lines. Packaging arrangement. Stocking. Packing

Sazonov D.A. The structure of the many ways of matching in selective assembly products such as "bearing" 34

Industrial and design engineer's aid

Maslov A.R. Dynamic characteristics of a machine-tool spindle — instrumental mandrel assemblies 39

Connection of machines parts

Berezin S.Ya., Karpov A.R. Thread connections with the periodic contact of a wavy screw profile on the one of parts 43

Journal is distributed on subscription, whith can be issues 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) 269-54-98. Fax: (499) 269-48-97.
http://www. mashin.ru E-mail: sborka@mashin.ru
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
A.S. VASIL'EV (Chief editor)
M.V. VARTANOV
A.A. GUSEV
I.N. ZININA
Yu.L. IVANOV
Yu.G. KOZYREV
A.I. KUMENKO
A.V. MEDAR'
E.A. MIKRIN
V.V. POROSHIN
B.V. SHANDROV
A.A. SHATILOV
A.G. KHOLODKOVA
G.A. YARKOV

Regional editors

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

Ukraine

KIEV
A.S. ZENKIN
V.A. MATVIENKO
DONETSK
A.N. MIKHAILOV

Belarus

MINSK
V.L. BASINJUK
M.L. KHEIFETZ
GOMEL
V.E. STARZHINSKI
POLAND
P.LEBKOVSKI
E. LUNARSKI

Executive editors of current issue:
Yu.A. CHICHOV, I.M. GLIKMAN

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

© "Mashinostroenie Publishers", "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2014

УДК 621.744.37

С.А. Микаева, *д-р техн. наук,* **А.С. Микаева**, *канд. экон. наук*
(Московский государственный университет приборостроения и информатики),
О.Е. Железникова, С.А. Амелькина, *канд-ты техн. наук*
(Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева, г. Саранск)
E-mail: mikaeva@npo.lit.ru

Облучатели бактерицидные

Описаны облучатели, предназначенные для обеззараживания воздуха и поверхностей помещений с повышенным риском распространения возбудителей инфекций. Приведена кривая указанного бактерицидного воздействия излучения на микроорганизмы. Представлены основные параметры и технические характеристики облучателей различных видов. Показана сборка общего вида облучателя с основными его элементами.

This article describes the irradiators are designed for disinfection of air and surfaces areas with a high risk of spreading germs. Given a curve specified bactericidal effects of radiation on microorganisms. Presents the basic parameters and technical characteristics of the different types of irradiators. Shows the assembly of the general type of irradiator with its core elements.

Ключевые слова: облучатель, ультрафиолетовая лампа, воздух, поверхность.

Keywords: irradiation, ultraviolet lamp, air, surface.

Облучатели предназначены для обеззараживания воздуха и поверхностей помещений с повышенным риском распространения возбудителей инфекций: в лечебно-профилактических, дошкольных, школьных, производственных и общественных организациях и производственных помещениях с целью снижения количества содержащихся в воздухе и на поверхностях микроорганизмов и профилактики инфекционных заболеваний в отсутствии людей. Климатическое исполнение облучателя для макроклиматических районов с умеренным и холодным климатом — УХЛ категории размещения 4.2 по ГОСТ 15150–69 при температуре окружающего воздуха в интервале от +10 °С до +35 °С, относительной влажности воздуха до 80 % и температуре +25 °С.

При воздействии ультрафиолетового (УФ) излучения на живые микроорганизмы, имеется оптимальный для их инактивации диапазон длин волн от 250 до 266 нм [1]. Кривая указанного бактерицидного воздействия излучения на микроорганизмы приведена на рис. 1.

Обеззараживание поверхностей и воздуха в помещении происходит за счет воздействия на микроорганизмы бактерицидного УФ-излучения с длиной волны 253,7 нм. Инактивация микроорганизмов происходит за счет сообщения им достаточной дозы УФ-излучения [2]. Доза облучения D или количество энергии, сообщаемое микроорганизмам, является главной характеристикой установки УФ-обеззараживания. Она равна произведению средней интенсивности УФ-облучения $\langle I \rangle$ на среднее время нахождения под облучением $\langle t \rangle$:

$$D = \langle I \rangle \cdot \langle t \rangle,$$

где D – доза УФ-излучения;

$\langle I \rangle$ – средняя интенсивность УФ-излучения;

$\langle t \rangle$ – среднее время нахождения под облучением.

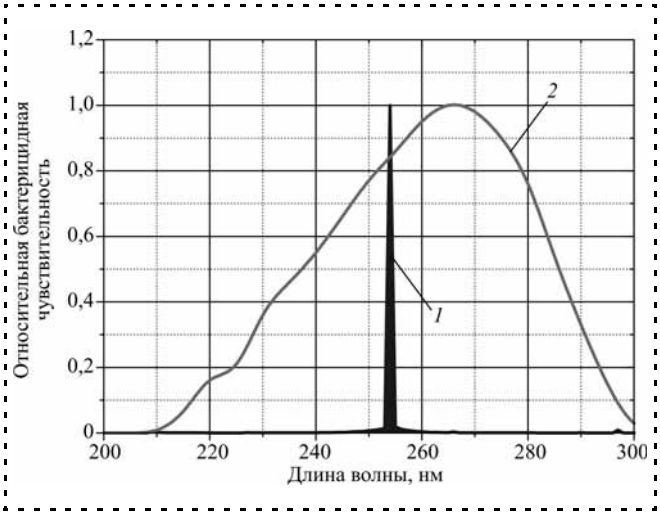


Рис. 1. Кривая бактерицидного воздействия УФ-излучения:
1 – спектральная линия 253,7 нм излучения амальгамной лампы; *2* – бактерицидная чувствительность микроорганизмов

Таблица 1

Технические характеристики облучателей

Характеристика	СВЕТОЛИТ-200	СВЕТОЛИТ-400	СВЕТОЛИТ-300	СВЕТОЛИТ-600
Габаритные размеры, мм не более:				
высота	1325			
ширина	460			
длина	460			
Масса, кг, не более	23,5	26,0	24,3	28,0
Напряжение питания, В	220±10 %			
Частота питающего напряжения, Гц	50...60			
Род тока	Однофазный			
Тип ЭПРА	ЭПРА Л~220-1 × (95-145)-2202-184		ЭПРА Л~220-1 × 600-2222-161	
Потребляемая мощность, Вт, не более	600	1200	1000	2000
Производительность, $м^3$/ч, не менее	1400	2800	2400	4800
Бактерицидный поток, Вт	200	400	300	600
Облученность на расстоянии 1 м от облучателя, Вт/$м^2$, не менее	12,0	21,3	18,0	35,5
Тип УФ-ламп	АНЦ 300/144-П3 VOSUV		АНЦ 500/144-П3-28 VOSUV	
Срок службы УФ-лампы, ч, не менее	12 000			
Число включений/выключений УФ-ламп в течение срока службы, раз, не более	5000			
Число ламп	2	4	2	4

Основные технические характеристики облучателей представлены в табл. 1.

Общий вид облучателей СВЕТОЛИТ-200, 400, 300 и 600 показан на рис. 2. Облучатель изготовлен из коррозионно-стойкой стали и состоит из корпуса *7*, на котором установлены ультрафиолетовые лампы *5* и элементы ограждения ламп *4*, предохраняющие их от механических повреждений. Поручни *3* предназначены для передвижения установки.

Установление времени работы установки происходит с помощью пульта управления *1*. Внутри корпуса размещены электронные пускорегулирующие аппараты (ЭПРА). Для перемещения облучателя на корпусе имеются колеса *9*. Для подключения облучателя к сети служит кабель с УЗО. В нерабочем состоянии для защиты от пыли используется тканевый защитный чехол. Перед включением УФ-ламп защитный чехол должен быть снят.

Панель управления представлена на рис. 3 и состоит из шестизначного цифрового табло и четырех кнопок.

Табло предназначено для отображения режимов работы облучателя: времени наработки, кода неисправности, времени облучения, времени обратного отсчета до включения УФ-лампы и завершения сеанса обеззараживания.

Эксплуатировать облучатель следует с соблюдением мер безопасности, а также с учетом требований для облучателей открытого типа согласно Р 3.5.1904–04 Минздрава РФ "Использование ультрафиолетового бактерицидного излучения для обеззараживания воздуха и поверхностей в помещениях". Перед началом работы необходимо убедиться в отсутствии людей, животных, живых растений в помещении, в котором необходимо провести обеззараживание.

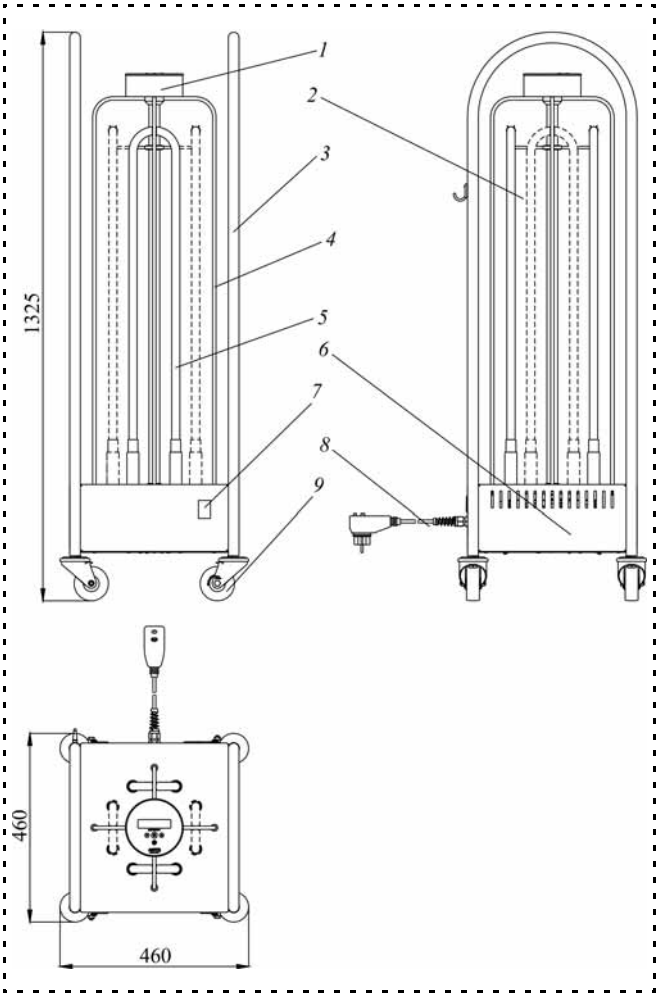


Рис. 2. Общий вид облучателя

Во время проведения сеанса облучения над входом в помещение включить световое табло: "Не входить. Идет облучение ультрафиолетом" или вывесить табличку с надписью, предупреждающей о протекании процесса УФ-облучения в данном помещении. На облучатель распространяются все требования по правилам безопасности при эксплуатации электрооборудования, питание которого осуществляется напряжением 220 В и частотой 50...60 Гц. Стены и потолок в помещениях, которые подвергают обработке облучателями, должны быть выполнены из материалов, устойчивых к ультрафиолетовому излучению. Во время работы колба УФ-лампы нагревается до высокой температуры (100...110 °С), поэтому необходимо соблюдать осторожность при работе с облучателем во избежание получения ожогов.

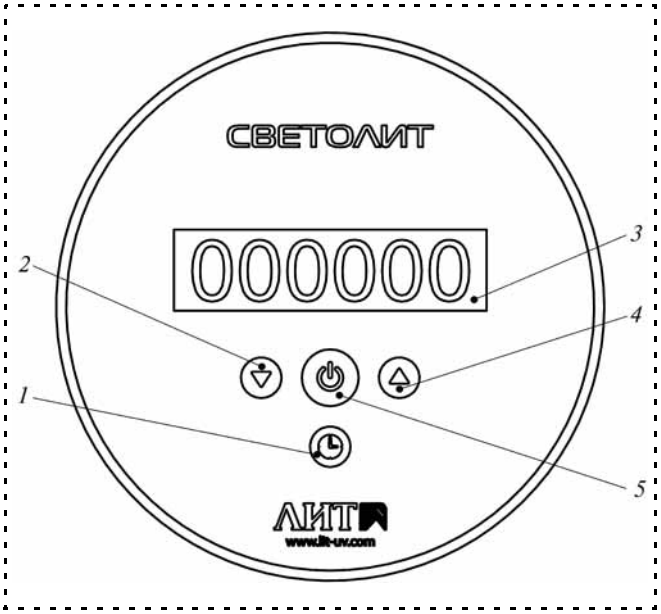


Рис. 3. Панель управления:

1 – время наработки; *2* – увеличение времени облучения; *3* – шестизначное цифровое табло; *4* – уменьшение времени облучения; *5* – кнопка включения УФ-лампы

Для достижения наиболее эффективного обеззараживания воздуха и поверхностей в помещении облучатель должен быть размещен в помещении так, чтобы на пути распространения УФ-излучения было как можно меньше препятствий.

Облучение производят в зависимости от типа помещения и уровня бактерицидной эффективности:

- помещения категории I – операционные, предоперационные, родильные, помещения централизованных стерилизационных отделений, детские палаты роддомов, палаты для недоношенных и травмированных детей – 99,9 %;
- помещения категории II – перевязочные, комнаты стерилизации и пастеризации грудного молока, палаты и отделения для иммуноослабленных больных, палаты реанимационных отделений, бактериологические и вирусологические лаборатории, станции переливания крови, фармацевтические цеха – 99 %;
- помещения категории III – палаты, кабинеты и другие помещения медицинских учреждений, не относящиеся к категориям I и II, – 95 %;
- помещения категории IV – детские игровые комнаты, школьные классы, бытовые помещения промышленных и общественных зданий с

Таблица 2

Время облучения при уровнях бактерицидной эффективности 99,0 и 99,9 % для обеззараживания помещений I и II категории в зависимости от объема помещения

Объем помещения, м^3	СВЕТОЛИТ-200		СВЕТОЛИТ-300		СВЕТОЛИТ-400		СВЕТОЛИТ-600	
	99,0 %	99,9 %	99,0 %	99,9 %	99,0 %	99,9 %	99,0 %	99,9 %
100	3	4	–	–	–	–	–	–
150	4	6	3	4	–	–	–	–
200	6	8	4	5	3	4	–	–
250	7	10	4	7	4	5	–	–
300	8	12	5	8	4	6	3	4

Таблица 3

Время облучения при уровнях бактерицидной эффективности 85, 90 и 95 % для обеззараживания помещений III, IV и V категорий в зависимости от объема помещения

Объем помещения, м^3	СВЕТОЛИТ-200			СВЕТОЛИТ-300			СВЕТОЛИТ-400			СВЕТОЛИТ-600		
	85 %	90 %	95 %	85 %	90 %	95 %	85 %	90 %	95 %	85 %	90 %	95 %
300	3	4	5	2	3	4	–	1	2	–	–	–
500	4	5	7	3	4	5	2	3	4	–	2	3
1000	9	11	14	6	7	9	4	5	7	3	4	5

большим скоплением людей при длительном пребывании – 90 %;

- помещения категории V – курительные комнаты, общественные туалеты, лестничные площадки – 85 %.

Выбор длительности сеанса обеззараживания для достижения требуемой бактерицидной эффективности и рекомендованное время работы облучателя в зависимости от площади помещения и уровня бактерицидной эффективности приведено в табл. 2 и 3.

Сразу после завершения сеанса облучения внутри помещения может ощущаться посторонний запах, возникающий при окислении органических веществ в воздухе и на поверхностях. Запах исчезает через несколько минут после выключения облучателя и естественного проветривания помещения.

Данное оборудование обеспечивает выполнение санитарно-эпидемиологических норм по воздуху в помещениях, многократно уменьшая концентрацию микроорганизмов в воздушной среде. Это позволяет, прежде всего, существенно снизить заболеваемость людей, находящихся в помещениях, а также улучшить качество готовой продукции и сырья на производствах, сократить количество химических препаратов, применяемых при традиционных способах дезинфекции помещений.

Библиографический список

1. **Микаева С.А., Микаева А.С.** Системы обеззараживания воды ультрафиолетовым излучением // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 7. С. 25–28.

2. **Микаева С.А., Микаева А.С.** Установки для обеззараживания воздуха и воды // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2012. № 5. С. 41–46.

УДК 621.757.06:778.19

Г.Е. Жарков
(Самарский государственный технический университет)
E-mail: tms@samgtu.ru

Метод сборки изменением положения центра тяжести

Описан метод автоматической сборки искусственным смещением центра тяжести подвижного комплекта "деталь–ориентатор". Рассмотрена система сил и моментов, воздействующих на такой комплект. Показана возможность значительного увеличения несоосности собираемых деталей с использованием наклона комплекта и наложения на него осевых колебаний. Рассчитаны параметры таких колебаний.

The paper describes a new method of automation build by artificial offset for gravity center of set "detail–orientator". Reviews a system of forces and moments. Shows a possible uncoaxiality of assembled details with axial vibrations of the inclination set. Parameters of such vibrations are calculated.

Ключевые слова: автоматическая сборка, смещение центра тяжести, сила, момент, несоосность, наклон комплекта, осевые колебания.

Keywords: automatic assembly, displacement of a gravity center, force, moment, uncoaxiesment, inclination of set, axial vibrations.

В работе [1] описан метод сборки, при котором с помощью присоединяемого ориентатора смещают центр тяжести подвижной детали. Полученный комплект в виде подвижной детали и присоединяемого ориентатора (ПДПО) обладает свойством компенсировать локальные отклонения в процессе сопряжения со значительным расширением возможной несоосности на сборочной позиции [2].

В статье [3] описано поведение комплекта ПДПО при скольжении по фаске отверстия. Пренебрегая энергией движения комплекта, рассматривают условие его равновесия как физического маятника в его нейтральном положении, при котором вектор силы тяжести *P* комплекта находится на вертикали, проходящей через т. *B* (рис. 1).

На рис. 1 показано положение комплекта в момент, когда его соскальзывание по фаске втулки *1* точкой *B* ограничивается точкой контакта *A* между образующей вала *2* и кромкой отверстия втулки. Смещение центра тяжести комплекта, т. *G*, ниже кромок вала и втулки ориентатором *3* создает момент силы тяжести комплекта ПДПО, который при определенных условиях перекоса осей является нескомпенсированным и доворачивает комплект, совмещая оси вала и отверстия.

На рисунках приняты обозначения:
v_A и v_B – скорости точек *A* и *B* вала;
N_A и N_B – нормальные реакции;
F_A и F_B – силы трения;
т. *O* – мгновенный центр скоростей комплекта;
a – плечо силы тяжести *P* относительно т. *O*;
d и *D* – диаметры вала и отверстия;

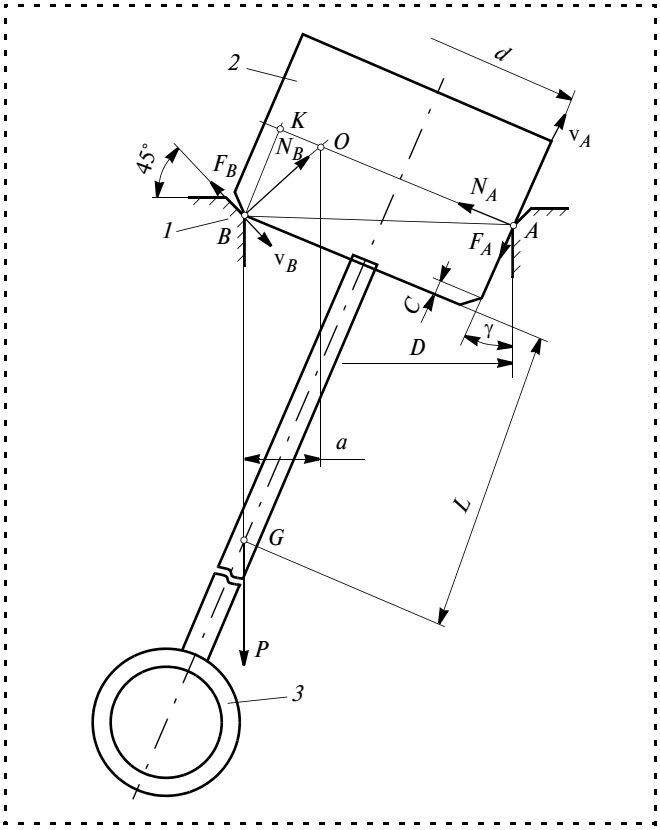


Рис. 1. Схема сил, действующих на комплект ПДПО

$C \times 45°$ – фаски отверстия и вала;

L – длина ориентатора до т. G.

В случае квазиотсутствия трения, например, с помощью осевых вибраций

$$F_A = F_B = 0.$$

Тогда приведение всех сил к т. O означает, что

$$\bar{P} = \bar{N}_A + \bar{N}_B$$

и выявляет нескомпенсированный момент от силы тяжести комплекта

$$M = Pa,$$

направленный в сторону совмещения осей собираемых деталей.

В случае наличия сил трения можно определить критический коэффициент трения $f_{кр}$, при котором еще возможен поворот комплекта. Для комплекта ПДПО, находящегося в статическом равновесии, должна быть равной 0 сумма векторов всех приложенных сил и моментов сил, например, относительно т. B, т. е.

$$\begin{cases} \bar{F}_A + \bar{N}_A + \bar{F}_B + \bar{N}_B + \bar{P} = 0; \\ F_A AK - N_A BK = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где AK и BK – плечи сил трения и нормальной реакции в т. A относительно т. B. Так как

$$F_A = f_{кр} N_A,$$

то

$$f_{кр} N_A AK = N_A BK,$$

откуда

$$f_{кр} = \frac{BK}{AK}.$$

Из ΔABK видно, что

$$f_{кр} = \operatorname{tg}\gamma = \frac{\sqrt{D^2 - (d - C)^2}}{d - C},$$

или

$$f_{кр} = \frac{\sqrt{D^2 - d^2 + 2DC - C^2}}{d - C}.$$

Это согласуется с работой [4], в которой показан рост сил трения с уменьшением угла γ.

При наличии фасок можно приближенно считать $D = d$ и $C^2 = 0$. Тогда

$$f_{кр} = \frac{\sqrt{2dC}}{d - C}.$$

Если фаски отсутствуют, т. е. $C = 0$, то

$$f_{кр} = \frac{\sqrt{D^2 - d^2}}{d},$$

или, вводя зазор $\delta = D - d$,

$$f_{кр} = \frac{\sqrt{\delta(2d + \delta)}}{d},$$

или, окончательно

$$f_{кр} = \frac{\sqrt{2d\delta}}{d}. \quad (2)$$

Последняя формула соответствует положению ПДПО, когда, независимо от наличия фасок, цилиндр вала входит в цилиндр отверстия при известном угле между осями

$$\gamma_{min} = \arccos\frac{d}{D}.$$

При этом

$$\operatorname{tg}\gamma_{min} = f_{кр} = \frac{\sqrt{2d\delta}}{d}. \quad (3)$$

Длина ориентатора $L_{опт}$, соответствующая началу этой фазы окончательной сборки,

$$L_{опт} = \frac{0{,}5d}{\operatorname{tg}\gamma_{min}}.$$

Подставляя значение $\operatorname{tg}\gamma_{min}$, получают

$$L_{опт} = \frac{d^2}{2\sqrt{2d\delta}}. \quad (4)$$

При достаточной длине ориентатора вал, скользя по фаске, не соприкасается с кромкой отверстия в т. A, а сразу оказывается в последней фазе двухточечного контакта кромок вала с обра-

зующей отверстия; в этом смысле такая длина оптимальна.

Необходимая для этого длина ориентатора, например, при $d = 20$ мм и $\delta = 0{,}05$ мм составляет

$$L_{\text{опт}} = \frac{20^2}{2\sqrt{2 \cdot 20 \cdot 0{,}05}} \approx 143 \text{ мм}.$$

При отсутствии фасок и углах $\gamma > \gamma_{\min}$ происходит наклонное зависание комплекта, из которого его выводят осевыми колебаниями. То же применяют и для перемещения в пределах ω наклонного комплекта ПДПО в сторону зоны совмещения фасок.

Значение амплитуды колебаний не должно превышать минимального значения погружения вала при $\gamma = \gamma_{\min}$,

$$h_{\min} = \sqrt{D^2 - d^2} \approx \sqrt{2d\delta}. \qquad (5)$$

В условия примера:

$$h_{\min} = \sqrt{2 \cdot 20 \cdot 0{,}05} \approx 1{,}4 \text{ мм}.$$

Чтобы использовать наклон комплекта для сопряжения деталей с несоосностью на сборочной позиции ω, значительно большей суммы фасок, предложен способ [5] наложения осевых колебаний на комплект включением в состав ориентатора возбудителя колебаний. При этом комплект ПДПО перемещают в направлении оси отверстия в зону наименьшего гравитационного потенциала, преодолевая шероховатость и волнистость поверхностей контактирующих кромок при увеличении плеча b и уменьшением несоосности ω (рис. 2).

На рис. 2 изображена схема комплекта ПДПО в положении зависания на точках B (B_1 и B_2), точки O_1 и O_2 – центры отверстия и вала, C – фаски, ω – межосевое расстояние, b – плечо силы тяжести комплекта, G – положение центра тяжести при первоначальной установке комплекта в вертикальном положении, G_1 – центр тяжести в положении равновесия комплекта ПДПО как физического маятника $L = O_2G$ – его длина.

Из $\Delta BO_2G'$ видно, что

$$BG' = \sqrt{L^2 + b^2}, \qquad (6)$$

т.е. центр тяжести опускается с увеличением плеча b.

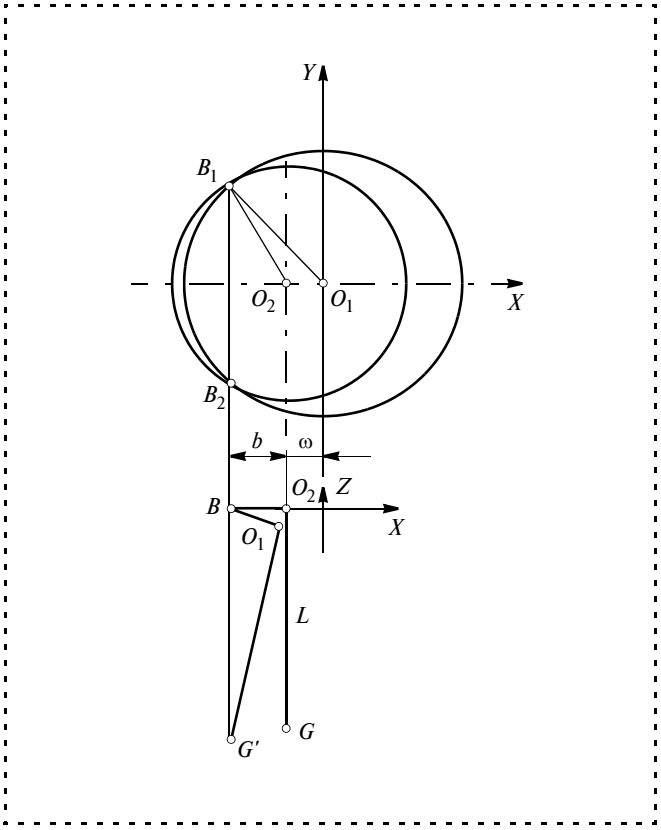


Рис. 2. Схема наклона ПДПО

Длину плеча b определяют, рассматривая треугольники O_1B_1B и O_2B_1B. У них общая сторона B_1B, поэтому справедливо уравнение

$$\left(\frac{D}{2} + C\right)^2 - (\omega + b)^2 = \left(\frac{d}{2} - C\right)^2 - b^2,$$

или

$$\frac{D^2}{4} + DC + C^2 - \omega^2 - 2b\omega - b^2 = \frac{d^2}{4} - dC + C^2 - b^2,$$

откуда

$$b = \frac{\frac{1}{4}\left(D^2 - d^2\right) + C\left(D + d\right) - \omega^2}{2\omega} = \frac{\left(D + d\right)\left[\frac{1}{4}\left(D - d\right) + C\right] - \omega^2}{2\omega}.$$

Так как $D - d = \delta$ и $D = d + \delta$, то

$$b = \frac{(2d+\delta)\left[\frac{1}{4}\delta + C\right] - \omega^2}{2\omega} =$$

$$= \frac{\frac{d\delta}{2} + 2dC + \frac{\delta^2}{4} + C\delta - \omega^2}{2\omega} =$$

$$= \frac{\frac{d\delta}{4} + dC + \frac{\delta^2}{8} + \frac{C\delta}{2}}{\omega} - \frac{\omega}{2}.$$

Принимая $\frac{\delta^2}{8} \approx 0$, получают

$$b = \frac{\frac{d\delta}{4} + dC + \frac{C\delta}{2}}{\omega} - \frac{\omega}{2}.$$

При наличии фасок $\delta \approx 0$ и тогда

$$b = \frac{dC}{\omega} - \frac{\omega}{2}. \quad (7)$$

Если $C = 0$

$$b = \frac{d\delta}{4\omega} - \frac{\omega}{2}. \quad (8)$$

Максимальная несоосность ω_{max}, при которой возможен наклон, возникает при $b = 0$ и при наличии фасок ее определяют по формуле

$$\omega_{max} = \sqrt{2dC}, \quad (9)$$

при отсутствии фасок

$$\omega_{max} = \sqrt{\frac{d\delta}{2}}. \quad (10)$$

В условиях приведенного примера

$$\omega_{max} = \sqrt{2 \cdot 20 \cdot 1} \approx 6{,}3 \text{ мм},$$

что более чем в 3 раза превышает сумму фасок $2C = 2$ мм.

Если фасок нет,

$$\omega_{max} = \sqrt{\frac{20 \cdot 0{,}05}{2}} \approx 0{,}7 \text{ мм},$$

что в 14 раз больше зазора δ.

Наложение на наклонный комплект ПДПО осевых колебаний происходит следующим образом. К ориентатору (см. рис. 1) присоединяют возбудитель осевых колебаний *3* так, чтобы центр тяжести оставался на оси комплекта. При этом колебания наклонного комплекта всегда будут направлять его в сторону совмещения осей собираемых деталей.

Мощность колебаний N задается массой комплекта m, частотой колебаний η и амплитудой h, которая должна быть больше максимального значения параметра шероховатости Rz и меньше минимальной глубины погружения $h_{min} > h > Rz$. Тогда

$$N = mgh. \quad (11)$$

Частота колебаний η, время подъема и падения $t_к$, а также высота единичного колебания (она же амплитуда) связаны таким образом, чтобы комплект успевал подняться и упасть с высоты h за период колебания

$$t_к = \frac{1}{\eta}.$$

Время падения при равномерно ускоренном движении

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}},$$

т.е. предельно полезная частота колебаний

$$t_к = 2t,$$

или

$$\frac{1}{\eta} = 2\sqrt{\frac{2h}{g}},$$

откуда

$$\eta = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{g}{2h}}, \quad (12)$$

$$\eta^2 = \frac{g}{8h}. \quad (13)$$

Подставляя h из последнего выражения в уравнение (11), получают

$$N = \frac{mg^2}{8\eta}. \quad (14)$$

Частоту колебаний η задают из расчета необходимой производительности для обеспечения суммарного времени $t_{к\Sigma}$, которое необходимо, чтобы колеблющийся комплект ПДПО мог пройти кромкой вала по кромке отверстия расстояние S от максимально возможной несоосности до зоны фасок (рис. 3). Траектория этого движения вдоль оси x есть цепь парабол под меняющимся углом γ у этой оси. Весь путь S комплект проходит некоторым числом этих парабол n. Значение начальной скорости v_0 каждой параболы одна и та же и зависит от амплитуды h. Эту скорость определяют из условия подъема комплекта на высоту h при вертикальном подъеме. Как известно,

$$v_0 = \sqrt{2gh}. \quad (15)$$

Длину одного скачка ΔS определяют как произведение составляющей v_x начальной скорости и времени подъема и падения комплекта.

Из рис. 3 видно, что

$$v_X = v_0 \sin\gamma. \quad (16)$$

Время подъема и падения

$$t = 2\sqrt{\frac{2h}{g}}.$$

Пренебрегая некоторым опусканием центра тяжести комплекта, получают

$$\Delta S = v_X t = \sqrt{2gh}\sin\gamma 2\sqrt{\frac{2h}{g}},$$

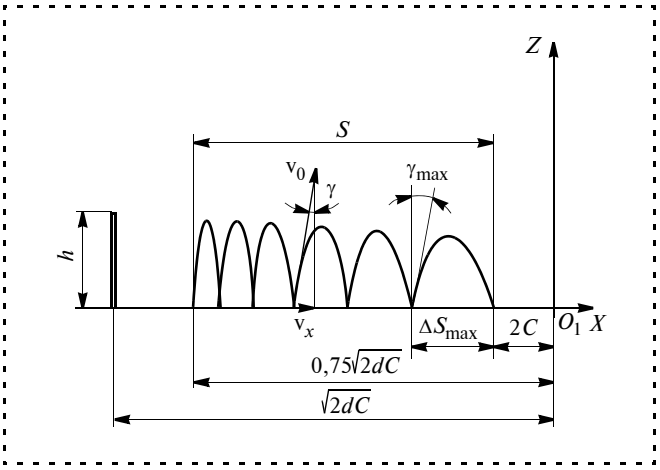


Рис. 3. Траектория колебаний ПДПО

или, после приведения

$$\Delta S = 4h\sin\gamma. \quad (17)$$

Длина первого скачка

$$\Delta S_{min} = 4h\sin\gamma_{min}.$$

При $\omega = \sqrt{2dC}$ формула (7) дает значение $b = 0$ и, соответственно, угол $\gamma = 0$ и

$$\Delta S_{min} = 0.$$

Максимальное значение скачка

$$\Delta S_{max} = 4h\sin\gamma_{max},$$

где $\sin\gamma$ для малых углов принимают как

$$\sin\gamma \approx \frac{b}{L}. \quad (18)$$

Величина b согласно формуле (7) при $\omega = 2C$

$$b = \frac{d}{2} - C$$

и

$$\sin\gamma_{min} \approx \frac{\frac{d}{2} - C}{L}.$$

Среднее значение скачка

$$\Delta S_{ср} = \frac{1}{2}(\Delta S_{min} + \Delta S_{max}) =$$

$$= \frac{1}{2}4h\sin\gamma_{max} = 2h\frac{\frac{d}{2} - C}{L},$$

или

$$\Delta S_{ср} = \frac{2h}{L}\left(\frac{d}{2} - C\right).$$

Так как при $\omega = \sqrt{2dC}$ и $\gamma = 0$ продвижения комплекта не происходит, весь путь берут на несколько меньшем интервале несоосности, например

$$2C \leqslant \omega \leqslant \frac{3}{4}\sqrt{2dC}.$$

Тогда весь путь будет пройден за n шагов:

$$n = \frac{S}{\Delta S_{ср}} = \frac{0{,}75\sqrt{2dC} - 2C}{\frac{2h}{L}\left(\frac{d}{2} - C\right)} = \frac{0{,}75\sqrt{2dC} - 2C}{d - 2C}\frac{L}{h}, \quad (19)$$

а время всего пути составит

$$t_{K\Sigma} = n\frac{1}{\eta},$$

или, подставляя n из формулы (19), получают

$$t_{K\Sigma} = \frac{0,75\sqrt{2dC} - 2C}{d - 2C}\frac{L}{h\,\eta}. \qquad (20)$$

Введя коэффициент

$$k = \frac{0,75\sqrt{2dC} - 2C}{d - 2C}, \qquad (21)$$

который является константой для данной сопрягаемой пары, получают

$$t_{K\Sigma} = k\frac{L}{h\eta}. \qquad (22)$$

Задаваясь амплитудой колебаний h_3, частотой η_3 и временем сопряжения t_3, получают длину ориентатора

$$L = \frac{t_3 h_3 \eta_3}{k}, \qquad (23)$$

которую сравнивают с $L_{опт}$, определенной по формуле (4).

Расчет основных параметров сборочной головки со смещенным центром тяжести ведут по алгоритму, показанному в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Блок-схема алгоритма расчета параметров комплекта ПДПО

Операция	Расчетная формула	Рассчитанные значения
Исходные данные	d, C, δ	$d = 20$ мм, $C = 1$ мм, $\delta = 0,05$ мм
Максимальная несоосность	$\omega_{max} = \sqrt{2dC}$	$\omega_{max} = \sqrt{2 \cdot 20 \cdot 1} = 6,3$ мм
Диапазон перемещения	$2C \leqslant \omega \leqslant 0,75\sqrt{2dC}$	2 мм $\leqslant \omega \leqslant$ 4,7 мм
Предельная амплитуда	$h_{max} = \sqrt{2d\delta}$	$\sqrt{2 \cdot 20 \cdot 0,05} = 1,4$ мм $= 1,4 \cdot 10^{-3}$ м
Предельная частота	$h_{max} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{g}{2h_{max}}}$	$\eta_{max} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{9,8}{2 \cdot 1,4 \cdot 10^{-3}}} = 29,6$ Гц
Заданная амплитуда $< h_{max}$	$h_з$	$h_з = 0,5$ мм $= 0,5 \cdot 10^{-3}$ м

Окончание табл. 1

Операция	Расчетная формула	Рассчитанные значения
Заданная частота	$h_{max} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{g}{2h_{max}}}$	$\eta_з = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{9,8}{2 \cdot 10^{-3}}} = 35$ Гц
Задаваемое (из производительности) время сборки	$t_з$	Принимаем $\eta_з = 25$ Гц, $t_з = 1$ с
Постоянный коэффициент	$k = \frac{0,75\sqrt{2dC} - 2C}{d - 2C}$	$k = \frac{0,75 \cdot 6,3 - 2}{20 - 2} = 0,15$
Расчетная длина	$L = \frac{t_3 h_3 \eta_3}{k}$	$L = \frac{1 \cdot 0,5 \cdot 25}{0,15} = 83$ мм
Оптимальная длина	$L_{опт} = \frac{d^2}{2\sqrt{2d\delta}}$	$L_{опт} = \frac{400}{2 \cdot 1,4} = 143$ мм

Таблица 2

Варианты сборочных головок

Вариант	Особенность	Значения параметров
1	Смещение центра тяжести постоянно, $L_{опт}$	$L = 83$ мм; $h = 0,5$ мм, $\eta = 25$ Гц, $t = 1,7$ с
2	Смещение центра тяжести постоянно, L	$L = 143$ мм; $h = 0,5$ мм, $\eta = 25$ Гц, $t = 1$ с
3	Смещение центра тяжести переменно: сначала L, а через время $t_з$ – $L_{опт}$	$L = 83$ мм; $h = 0,5$ мм, $\eta = 25$ Гц, а через $t_з = 1$ с $L_{опт} = 143$ мм

Мощность колебаний при массе комплекта ПДПО $m = 0,3$ кг

$$N = mgh\eta = 0,3 \cdot 9,8 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 25 \approx 0,04 \text{ Вт}.$$

Выводы

1. *Определена схема сил и моментов, воздействующих на комплект ПДПО со смещенным центром тяжести и выявлены условия преодоления заклинивания при сборке. Рассчитаны оптимальные параметры такого смещения.*

2. *Показана возможность значительного увеличения предварительной несоосности собираемых деталей. Рассчитана формула такого увеличения.*

3. *Рассмотрено поведение комплекта ПДПО при наложении на него осевых колебаний. Рассчитаны параметры этих колебаний.*

4. *Дан алгоритм расчета оптимальных параметров сборочных головок, основанных на методе смещения центра тяжести.*

Библиографический список

1. **А.с. 1119225 (СССР),** МКИ B23P19/04, 2012. Способ сборки деталей типа вал–втулка.
2. **Жарков Г.Е., Прилуцкий В.А.** Сборочные головки маятникового вида. Высокие технологии в машиностроении: мат. Всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием. Самара: СамГТУ, 2012. 160 с.
3. **Жарков Г.Е., Прилуцкий В.А.** Саморегулирование положения подвижной детали при сборке // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2012. № 9. С. 11–14.
4. **Черняховская Л.Б.** Кинематический и динамический анализы автоматической сборки цилиндрических деталей. Самара: СамГТУ, 2011. 76 с.
5. **Заявка № 2013127904**, МКИ B23P19/04, 11.05.2013 Способ сборки деталей вал–втулка.

УДК 658.527.011

А.А. Иванов, *д-р техн. наук*
(Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева)
E-mail: ivanov_aa@nntu.nnov

Способы базирования сопрягаемых деталей при сборке

Рассмотрены три способа базирования сопрягаемых деталей при сборке: жесткое, полужесткое, свободное. Показано, что жесткое базирование характерно для сборочных систем, в основе которых лежит принцип полной взаимозаменяемости. Полужесткое базирование используется в системах, построенных по принципу частичной взаимозаменяемости. Свободное базирование в основном имеет место в системах кассетирования деталей с невысокими требованиями к точности операции совмещения.

Three methods of the basing of interfaced parts in the assembly are considered: considered: rigid, semi-rigid and free. It is shown that the rigid basing is typical for the assembling systems which are based on the principle of complete interchangeability. The semi-rigid basing is used in the systems based on the principle of partial interchangeability. The free basing takes place mainly in the systems of cassetting of parts with low requirements to the accuracy of combining operations.

Ключевые слова: жесткое базирование, полужесткое базирование, свободное базирование, операция совмещения.

Keywords: rigid basing, semi-rigid basing, free basing, combining operation.

Одним из важнейших этапов в типовой структурной схеме автоматической сборки является этап совмещения и базирования сопрягаемых деталей [1, 2]. Рассмотрим три основных способа базирования сопрягаемых деталей при сборке.

Жесткое базирование

При жестком базировании процесс сборки обеспечивается за счет точностных характеристик базирующего приспособления и системы позиционирования по осям X, Y и угловой координате β, которые гарантируют выполнение условия [2]

$$\varepsilon_д \leqslant \Delta_{з_{min}}/2 + КЗ,$$

где $\varepsilon_д$ – линейное допустимое смещение сопрягаемых деталей;

$\Delta_{з_{min}}$ – минимальный зазор в соединении пары (например, вал–втулка);

КЗ – компенсирующее звено (например, фаска).

По схеме жесткого базирования пары вал–втулка базовую деталь (втулку) устанавливают и фиксируют в позиции сборки по правилу шести точек (рис. 1, *а*). Также жестко фиксируют сопрягаемый со втулкой вал. Погрешность базирования

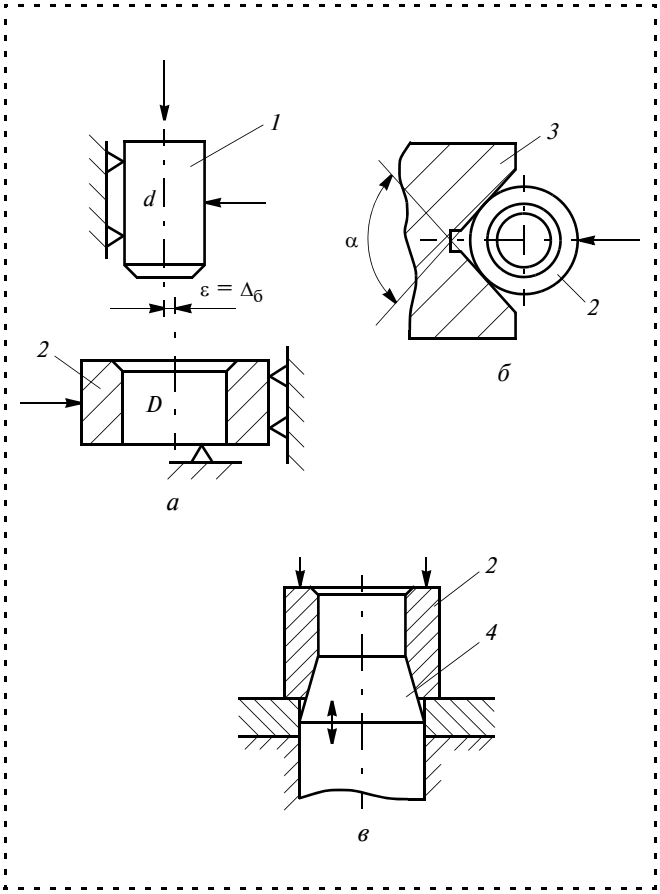


Рис. 1. Жесткое базирование пары вал–втулка по шести точкам (*а*), втулки на призме (*б*) и на коническом пальце (*в*):
1 – вал; *2* – втулка; *3* – призма; *4* – конический палец; $\Delta_б$ – погрешность базирования

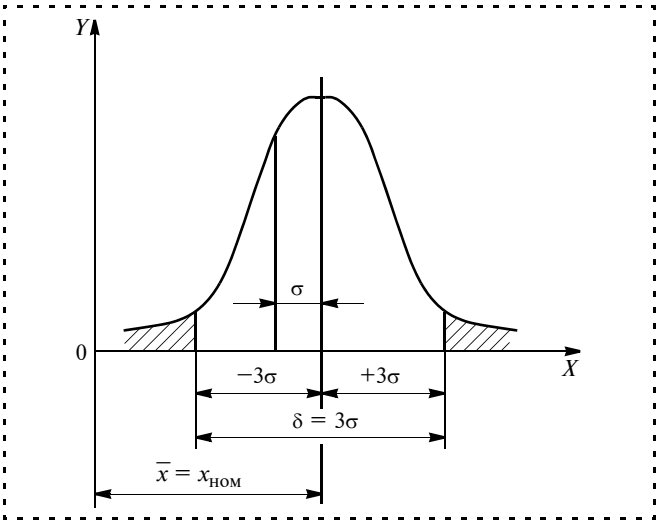


Рис. 2. Кривая закона нормального распределения случайной величины

$\Delta_б \leqslant \delta/2$ входит в предельно допустимое отклонение от соосности

$$\varepsilon_д = \Delta_\Sigma = \bar{x} \pm 3\sigma = \bar{x} \pm \delta/2,$$

где $\bar{x} = x_{ном}$ – среднеарифметическое размеров x_i; $x_{ном} = D$ – номинальный размер диаметра втулки D (задан чертежом);

$\delta = 6\sigma$ – допуск на размер D; σ – среднеквадратическое отклонение x_i от $\bar{x}$ (рис. 2).

Пределы изменения $\varepsilon_д$: $\bar{x} - 3\sigma \leqslant \varepsilon_д \leqslant \bar{x} + 3\sigma$.

Размер компенсирующего звена КЗ (фаска c, или радиус r закругления собираемых деталей) находят из условия: $\Delta_{з_{min}} \geqslant 2\,(\Delta_\Sigma - КЗ)$, так как $\varepsilon_д = \Delta_{з_{min}}/2 + КЗ$.

Для соединений с гарантированным зазором

$$КЗ \geqslant \Delta_\Sigma - \Delta_{з_{min}}/2,$$

а для соединений с натягом

$$КЗ \geqslant \Delta_\Sigma + \Delta_{н_{max}}/2,$$

где $\Delta_{н_{max}}$ – максимальное значение натяга (Δ_Σ, $\Delta_{з_{min}}$, $\Delta_{н_{max}}$ – замыкающие звенья сборочной размерной цепи);

КЗ = c (фаска) или КЗ = r (радиус закругления).

Если базирование втулки осуществляется с помощью призмы (рис. 1, *б*), то величину $\Delta_б$ определяют по формуле

$$\Delta_б = \delta/2\sin\alpha/2,$$

где α – угол раствора призмы.

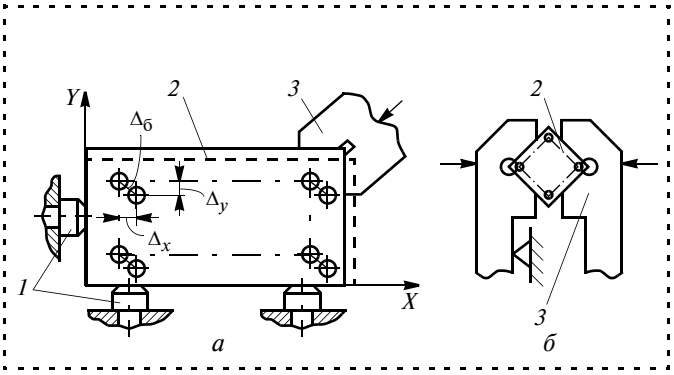


Рис. 3. Жесткое базирование пары плоскость–плоскость по жестким упорам (*а*) и боковым граням (*б*):
1 – упоры; *2* – пластина; *3* – прижим

Жесткое базирование втулки может быть выполнено и с помощью конического пальца (рис. 1, *в*).

По схеме жесткого базирования пары плоскость–плоскость (по боковым граням) погрешность базирования $\Delta_б$ рассчитывают по формуле (рис. 3):

$$\Delta_б = \sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2},$$

где δ_x и δ_y – погрешности расстояний по осям X, Y между предельными положениями элементов топологии базовой детали, $\delta_x = x_{max} - x_{min}$; $\delta_y = y_{max} - y_{min}$.

Полужесткое базирование

Схема полужесткого базирования предусматривает наличие упругого элемента *3* (рис. 4), с помощью которого фиксируется втулка *2* (БД) или вал *1* (устанавливаемая деталь).

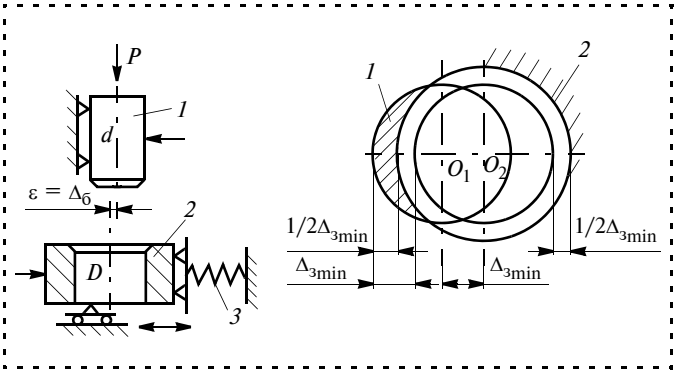


Рис. 4. Полужесткое базирование пары вал–втулка с подвижной втулкой:
1 – вал; *2* – подвижная втулка; *3* – упругий элемент

Это позволяет встроить в сборочный автомат систему автопоиска, которая осуществляет подстройку процесса сопряжения деталей, обеспечивая условие $\Delta_\Sigma \to 0$. В этом случае допустимая погрешность базирования $\Delta_б$ может быть расширена по крайней мере в два раза по сравнению со схемой жесткого базирования:

$$\Delta_б = \varepsilon_д \leqslant \Delta_{з_{min}}$$

(вместо $\varepsilon_д = \Delta_{з_{min}}/2$ при жестком базировании).

Более распространена схема полужесткого базирования втулки, как базовой детали. Поскольку схема полужесткого базирования вала имеет некоторые особенности, рассмотрим ее более подробно. Схема предусматривает упругую фиксацию *3* (рис. 5) втулочного ловителя *4*, центрирующего вал *2* при досылке его толкателем *5* во втулку *1*, жестко закрепленную на базовой плоскости.

Когда толкатель нажимает на вал, возникает его скольжение по фаске за счет составляющей P_x нормальной реакции N. Конструктор должен задаваться следующими величинами: осевой силой P, жесткостью C и деформацией Δx пружин, зазором $\Delta_л$ между валом и ловителем.

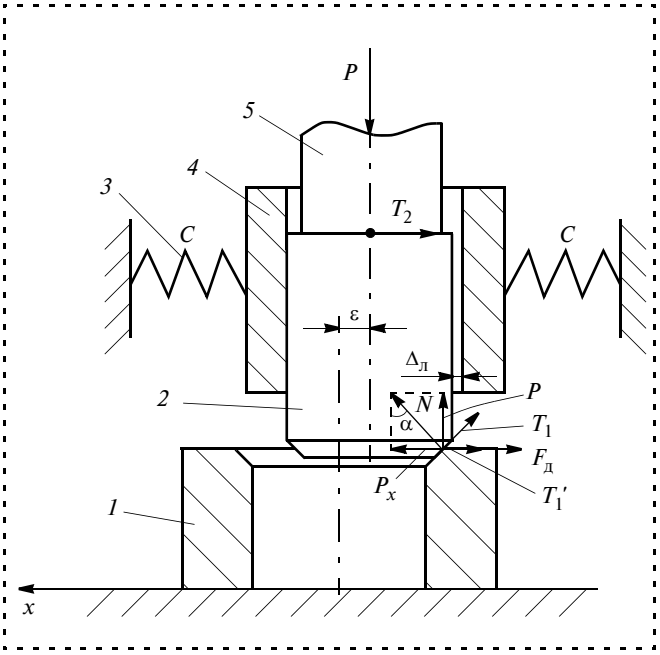


Рис. 5. Полужесткое базирование пары вал–втулка с подвижным валом:

1 – втулка; *2* – вал; *3* – упругие элементы; *4* – втулочный ловитель; *5* – толкатель

Условие скольжения вала по фаске втулки имеет вид:

$$P_x > T_1' + T_2 + F_д,$$

где $T_1' = T_1\cos\alpha$; $T_1 = Nf_1$ – сила трения по фаске;

$N = P/\cos\alpha$;

$T_2 = Pf_2$ – сила трения по торцу толкателя (f_1, f_2 – коэффициенты трения (справочные величины)); $F_д = C\Delta x$ – сила деформации упругих элементов.

При $T_1' < T_2$ имеет место в основном скольжение вала по фаске с перекосом комплекта вал–ловитель в пределах деформации пружин.

Внутренний диаметр ловителя устанавливают по эмпирической формуле

$$D_л = d_{в_{max}} + (0{,}2...0{,}3) \text{ мм},$$

где $d_{в_{max}}$ – максимальный диаметр вала;

$\Delta_л$ – характерный средний зазор в ловителе, $\Delta_л = 0{,}25$ мм.

В этом случае перекос вала не ведет к его заклиниванию при сопряжении со втулкой. При необходимости производят смазку трущихся поверхностей.

Возможность подстройки процесса совмещения деталей при полужестком базировании до значений $\Delta_\Sigma \approx 0$, $\Delta\varphi \approx 0$ позволяет надежно выполнять соединения пары вал–втулка с переходными посадками, соединения с натягом и соединения прецизионной пары плоскость–плоскость.

Свободное базирование

Для схемы свободного базирования имеет место увеличенное значение зазора $\Delta_{з_{min}}$ в соединении пары вал–втулка (плавающая система). Это характерно, например, для операций укладки деталей в технологические кассеты, когда детали западают в гнезда кассеты под действием собственной силы тяжести. Схема свободного базирования позволяет существенно упростить и удешевить базирующее приспособление и систему позиционирования для совмещения деталей.

Расчет величины $\Delta_{з_{min}}$ проведем для схемы свободного базирования вала и втулки по методу "max – min" с учетом позиционирования деталей в одной координатной плоскости (рис. 6, *а*).

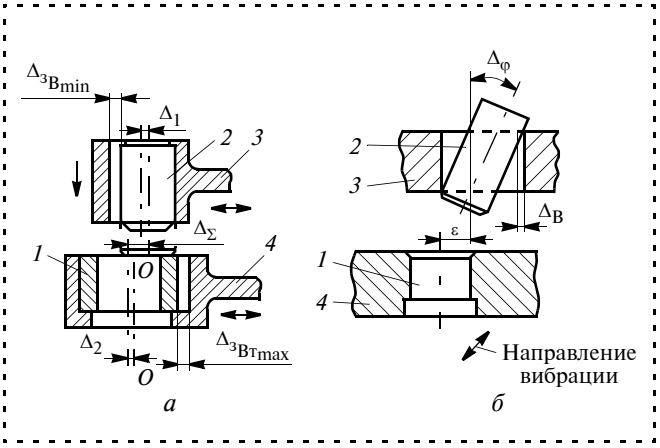


Рис. 6. Свободное базирование пары вал–втулка (*а*) и вала при кассетировании (*б*):
1 – втулка; *2* – вал; *3* – верхняя плита приспособления; *4* – нижняя плита

В реальных конструкциях позиционирование осуществляется в двух координатных плоскостях (по осям *X* и *Y*).

Для нормального процесса сборки необходимо выполнение условия

$$d_{\max} + \Delta_1 + \Delta_3 \leqslant D_{\min} - \Delta_3 - \Delta_4,$$

где $d_{\max}$ – диаметр вала;

$D_{\min}$ – диаметр втулки;

Δ_1 – смещение оси вала относительно *O–O* (правое крайнее положение);

O–O – ось гнезда под втулку;

Δ_2 – смещение оси втулки относительно *O–O* (левое крайнее положение);

Δ_3 – смещение оси вала относительно *O–O* в левом крайнем положении;

Δ_4 – смещение оси втулки относительно *O–O* в правом крайнем положении.

Минимальный диаметральный зазор для деталей в базирующем приспособлении (БП)

$$\Delta_{з_{\min}} \geqslant \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 + \Delta_4,$$

где

$$\Delta_1 = \left(\Delta_{б_B} + \Delta_{з_{B_{\min}}} + \delta_{п_B}\right)/2;$$

$$\Delta_2 = \left(\Delta_{б_{Вт}} + \Delta_{з_{Вт_{\max}}}\right)/2 + \Delta\varphi_{Вт} + \Delta_{э_B};$$

$$\Delta_3 = \left(\Delta_{б_{Вт}} + \Delta_{з_{B_{\min}}} + \delta_{п_B}\right)/2;$$

$$\Delta_4 = \left(\Delta_{б_B} + \Delta_{з_{Вт_{\max}}}\right)/2 + \Delta_{з_{Вт}} + \Delta\varphi_{Вт}.$$

Здесь $\Delta_{б_B}$, $\Delta_{б_{Вт}}$ – погрешности базирующих приспособлений вала и втулки соответственно;

$\delta_{п_B}$ – допуск на изготовление БП для вала;

$\Delta_{з_{B_{\min}}}$ – зазор между валом и БП;

$\Delta_{з_{Вт_{\max}}}$ – зазор между втулкой и БП;

$\Delta_{з_{Вт}}$ – эксцентриситет диаметра втулки $D_{Вт}$ относительно ее наружной поверхности;

$\Delta\varphi_{Вт}$ – перекос оси втулки в БП;

$$\Delta_{з_{Вт_{\max}}} = \delta_{D_1} + \delta_{п_{Вт}} + \Delta_{з_{Вт_{\min}}};$$

δ_{D_1} – допуск на наружный диаметр втулки;

$\delta_{п_{Вт}}$ – допуск на изготовление БП для втулки.

Подставив эти значения в основное неравенство, получим

$$\Delta_{з_{\min}} \geqslant \delta_{D1} + \Delta_{з_{Вт_{\min}}} + \Delta_{з_{B_{\min}}} + \delta_{п_{Вт}} + \delta_{п_B} + \\ + 2\left(\Delta_{э_{Вт}} + \Delta\varphi_{Вт}\right) + \delta_{п_{Вт}} + \delta_{б_B}.$$

В установках кассетирования роль втулок выполняют гнезда кассеты, поэтому свободное базирование втулок автоматически исключается и остается свободное базирование валиков (рис. 6, *б*).

В этом случае расчет $\Delta_{з_{\min}}$ существенно упрощается:

$$\Delta_{з_{\min}} \geqslant \Delta_{з_{B_{\min}}} + \delta_{п_B} + \Delta\varphi_B + \delta_{б_B}.$$

Допустимый угол перекоса осей $\Delta\varphi_д$ вычисляют по приведенной ранее формуле. С целью снижения вероятности заклинивания применяют ступенчатые ловители, которые центрируют устанавливаемую деталь, исключая лишние точки соприкосновения при ее перекосе. Схемы со стержневым и втулочным ступенчатыми ловителями показаны на рис. 7.

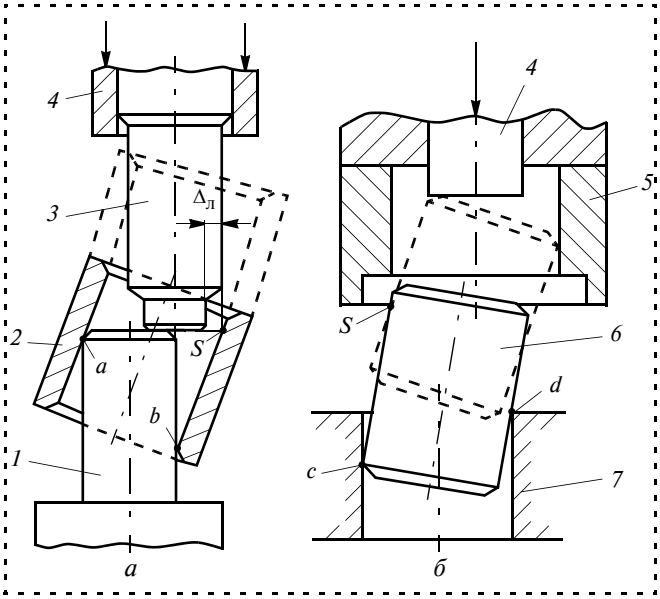


Рис. 7. Свободное базирование со ступенчатым стержневым (*а*) и втулочным (*б*) ловителями:

1 – вал (БД); *2* – втулка; *3* – стержневой ловитель; *4* – толкатель; *5* – втулочный ловитель; *6* – вал; *7* – втулка (БД); *a*, *b* и *c*, *d* – точки соприкосновения сопрягаемых деталей; $\Delta_л$ – зазор в ловителе

Выводы

1. *Жесткое базирование характерно для сборочных систем, в основе которых лежит принцип полной взаимозаменяемости (его применяют в автоматических сборочных линиях).*

2. *Полужесткое базирование предусматривает механизм автопоиска, и поэтому его используют в системах, построенных по принципу частичной взаимозаменяемости.*

3. *Свободное базирование в основном имеет место в системах кассетирования деталей с невысокими требованиями к точности операции совмещения.*

Библиографический список

1. **Иванов А.А.** Автоматизация технологических процессов и производств: учеб. пособие. М.: Форум, 2011. 224 с.

2. **Иванов А.А.** Автоматизированные сборочные системы: учебник. М.: Форум, 2012. 336 с.

ООО "Издательство Машиностроение"
продолжает подписку на журнал

"СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ"

☑ *За наличный и безналичный расчет.*
☑ *С любого номера и на любой срок.*
☑ *Без почтовых наценок.*

Присылайте заказ и обращайтесь за дополнительной информацией в отдел продаж, маркетинга и рекламы:

107076, г. Москва, Стромынский пер., д. 4,
Тел.: (499) 269-66-00, 269-52-98, факс: (499) 269-48-97
e-mail: realiz@mashin.ru, www.mashin.ru

УДК 62-755; 621.317.4

Р.М. Гоцеридзе, *канд. техн. наук,* **С.В. Румянцев**
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)
E-mail: sergio1961@bk.ru

Применение системы подвеса типа "индуктивно-емкостный мост" для измерения параметров неуравновешенности поплавкового чувствительного элемента

Рассмотрена электрическая система подвеса типа индуктивно-емкостный мост, служащая для поддержания балансируемого элемента в определенном положении без механической связи с корпусом и для измерения параметров неуравновешенности элемента.

They are considered inductive-capacitive bridge type electric system suspension, serving for maintenance of the balanced element in determined position without mechanical relationship with body and for measurement unbalance parameter of the element.

Ключевые слова: электромагнитный подвес, индуктивно-емкостный мост, поплавковый чувствительный элемент, измерение, балансировка, якорь, статор.

Keywords: electromagnetic suspension, inductive-capacitive bridge, floating detector element, measurement, balancing, anchor, stator.

В современных самолетах и других летательных аппаратах применяют различные по назначению гироскопические приборы. Гироскопические приборы ориентации и навигации с поплавковым чувствительным элементом (ПЧЭ) до сих пор являются одними из точных и надежных приборов.

Эти высокие качества достигаются в основном тем, что для определенных подвижных элементов прибора, таких как ПЧЭ, применяется система электромагнитной подвески. Такие подвески дают возможность исключить трение вращающегося элемента с окружающими деталями и тем самым увеличить его чувствительность и точность.

Кроме того, электромагнитная подвеска играет важную роль в технологическом процессе сборки и регулирования поплавкового гироскопического прибора, позволяя производить точное измерение сил и моментов (параметров остаточной неуравновешенности), воздействующих на ПЧЭ в жидкости. Устранение остаточной неуравновешенности осуществляется в технологическом процессе балансировки в жидкости.

Параметрами неуравновешенности ПЧЭ являются (рис. 1):

- суммарный момент неуравновешенности вокруг оси Z подвеса поплавка

$$M_{\text{ст}} = GY_G + PY_P;$$

- остаточная сила тяжести ПЧЭ, действующая вдоль вертикальной оси X

$$\Delta G = G - P;$$

- момент дифферента вокруг поперечной оси Y поплавка

$$M_{\text{д}} = GZ_G + PZ_P.$$

Здесь G – сила тяжести ПЧЭ;

P – выталкивающая сила жидкости;

Y_G, Y_P, Z_G, Z_P – координаты центров масс O_G и объема O_P вдоль осей Y и Z.

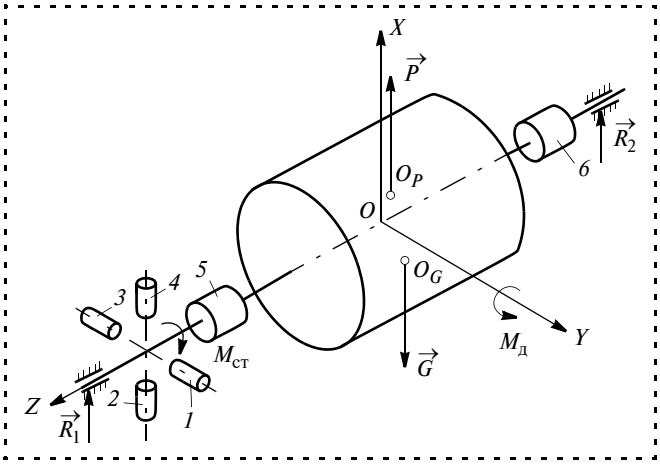


Рис. 1. Силы, действующие на ПЧЭ в жидкости

Для балансировки ПЧЭ в жидкости в их конструкциях предусматривают установку грузов *1—4* (для уравновешивания $M_{ст}$) и дифферентных шайб *5*, *6* (для устранения ΔG и $M_д$), R_1 и R_2 – силовые реакции в опорах ПЧЭ.

Поплавок считается сбалансированным, если значения всех трех параметров его неуравновешенности меньше допустимых значений $T(M_{ст})$, $T(\Delta G)$, $T(M_д)$ или равны им (где T – допуск).

Все станки, применяемые для балансировки ПЧЭ в жидкости, имеют электромагнитную подвеску, такую же, как и корпус поплавкового гироприбора, в котором размещается ПЧЭ. В отличие от самого гироскопического прибора, корпус балансировочного станка выполнен в виде открытой конструкции, позволяющей быстро устанавливать в него ПЧЭ. Электромагнитный подвес станка имеет измерительные каналы, с помощью которых определяются значения параметров неуравновешенности.

Измерительные каналы связаны с соответствующими обмотками полюсов статоров электромагнитного подвеса. Через каналы производится измерение электрических сигналов в виде напряжения, тока или фазы на обмотках вертикальных полюсов с последующей их математической обработкой, производящей на выходе параметры статической неуравновешенности ПЧЭ.

Традиционно, система электромагнитной подвески строится по схеме магниторезонансного контура переменного тока. Такая схема достаточно хорошо изучена и исследована, для нее определены оптимальные конфигурации и режимы работы. Однако имеет место ряд факторов, затрудняющих ее дальнейшее развитие, в первую очередь в плане повышения точности. Поэтому ведется поиск новых схемотехнических решений для улучшения эксплуатационных и точностных показателей системы электромагнитного подвеса.

Одним из таких решений может являться система подвеса типа ***"индуктивно-емкостный мост"***. Рассмотрим отличия традиционной системы подвеса от мостовой системы.

Известная магниторезонансная подвеска (описанная, например, в работе [1]) включает в себя по каждой оси пару расположенных друг против друга обмоток, разделенных соответствующими зазорами от полюсов подвешенного якоря. Якорь расположен в нейтральном положении по отношению к обмоткам статора, окружающим якорь, в жидкости соответствующей плотности. Каждая обмотка статора системы подвеса обычно настраивается по мощности и возбуждается в точке половинной мощности источника переменного тока. Соответствующую точку половинной мощности выбирают таким образом, что как только увеличивается зазор любой обмотки, то изменяется сопротивление обмотки и, следовательно, настройка цепи каждой обмотки, соответствующая резонансу. Посредством этого увеличивается ток обмотки и соответственно увеличивается сила, воздействующая на подвешиваемый элемент через зазор. Результатом этого является то, что система удерживающих сил устанавливает якорь в нейтральном положении между полюсами статора.

Двухосевая система электромагнитного подвеса якоря состоит из двух пар обмоток, намотанных на полюса статора, расположенные ортогонально друг к другу, и осуществляет подвеску якоря в центральном положении относительно вертикальной и горизонтальной осей.

Трехосевая система электромагнитного подвеса ПЧЭ состоит из двух одинаковых статоров двухосевого подвеса. Эта система осуществляет установку двух якорей ПЧЭ в центральное положение и дает возможность вращения вокруг третьей оси без трения. Таким образом, трехосевая система является основой балансировочного станка для измерения параметров неуравновешенности ПЧЭ.

Так как типичная магниторезонансная система подвеса настроена на точку половинной мощности [2], то линейный диапазон сил, удерживающих якорь, ограничен значением, соответствующим одной стороне резонансной кривой.

Когда якорь центрируется, то результатом настройки является дополнительный существенный неизменный ток, который протекает через каждую обмотку. Этот относительно большой ток производит определенное нагревание обмотки и сердечника магнитопровода, что вызывает соответствующие термические расширения, которые должны дополнительно учитываться при конструировании всего прибора.

Кроме того, добротность как обмотки, так и настроечного конденсатора воздействует на центральное положение якоря. Эта добротность может быть с трудом предсказана при изготовлении обмотки или конденсатора и может быть подвержена изменению во времени.

Более того, из-за неизбежных погрешностей изготовления обмоток, для каждой обмотки ста-

тора требуется отдельный настроечный конденсатор, имеющий высокую точность и стабильность, электрическую емкость которого подбирают при регулировке магниторезонансного подвеса.

Несмотря на эти недостатки, магниторезонансная система долгое время оставалась наиболее применяемой. С разработкой в последние годы новых магнитных материалов с высокими показателями добротности появилась возможность конструировать электромагнитные подвесы повышенной эффективности. К подобным конструкциям относится система подвеса мостового вида, о которой пойдет речь.

В отличие от резонансных схем подвеса, работа ***схемы подвеса мостового вида*** заключается в перераспределении прохождения тока между цепями статора для обеспечения сил центрирования.

Для пояснения принципа работы подвеса мостового вида рассмотрим следующую схему. В данном исполнении (рис. 2), одна пара противоположных плеч (индуктивностей) моста *1* и *3* расположена на одном полюсе *7* статора системы подвеса. Два других плеча моста *2* и *4* расположены точно таким же образом на противоположном полюсе *9*. Формы полюсов *7* и *9* изображены условно, чтобы показать соответственное расположение на них обмоток моста. Якорь *8*, который подвешивается, плавает в зазоре между полюсами *7* и *9*. К мосту подключен источник питания *5*.

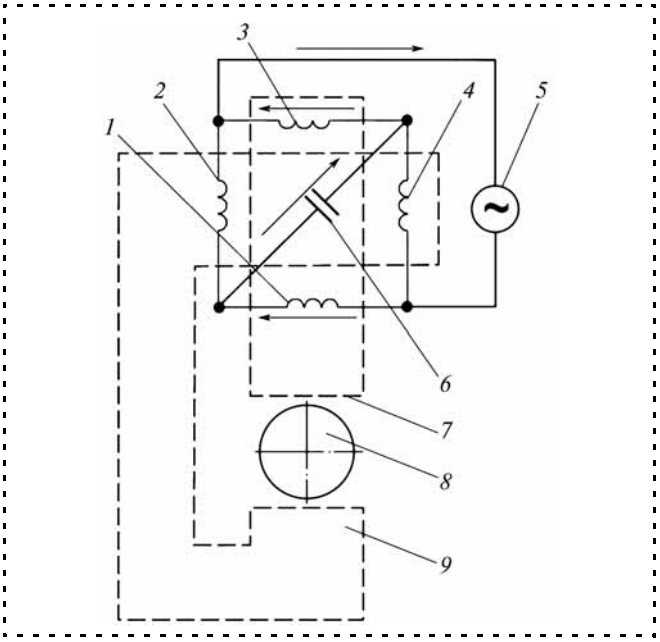


Рис. 2. Принцип действия подвеса мостового вида

Возбуждена обычно одна пара противоположных плеч моста, а емкостное сопротивление (конденсатор *6*) связано через другую пару плеч моста, которые не возбуждены. Нецентральное положение якоря между полюсами статора вызывает дисбаланс моста. Возникающий при этом ток дисбаланса (показан стрелками), протекающий через конденсатор *8* диагонали моста, увеличивает ток в том плече моста, где зазор более широкий. Увеличивающийся ток увеличивает силы обмоток в том направлении, которое соответствует центральному положению якоря. Таким же образом уменьшение зазора вызывает в соответствующих обмотках меньший ток и, как следствие этого, уменьшение удерживающих сил. Это явление способствует восстановлению центрального положения якоря.

Результатом такой структуры является оптимальный вид удерживающих сил в зависимости от величины перемещения, а также больший динамический диапазон системы подвеса для поддержания центрального положения якоря. Кроме того, для системы требуется меньший постоянно протекающий ток и поэтому система подвеса рассеивает меньшее количество тепла. Системе требуется небольшое число дополнительных элементов.

Так как система не накладывает ограничений на резонанс, то для увеличения эффективности системы подвеса для обмоток статора могут быть применены сердечники с высокой добротностью. Кроме того, по каждой оси системы подвеса используют только один дополнительный конденсатор для исключения воздействия величины конденсатора на центрирование якоря. Обычно в центральном положении якоря ток через конденсатор не протекает.

Рассмотрим более подробно схему подвеса мостового вида. Данная схема подвеса основана на патенте США № 3823990 [3], которая отличается рядом существенных преимуществ.

На рис. 3 и 4 изображена система, обеспечивающая восстанавливающую силу, воздействующую на якорь, которая не зависит от уже известных технических решений, основанных на принципах резонанса. На рис. 3 якорь *10* схематично представлен как брусок магнитопроницаемого материала. Первый и второй элементы статора U-образного вида *2* и *5* ориентированы открытой частью U-образного сердечника в сторону якоря *10* для обеспе-

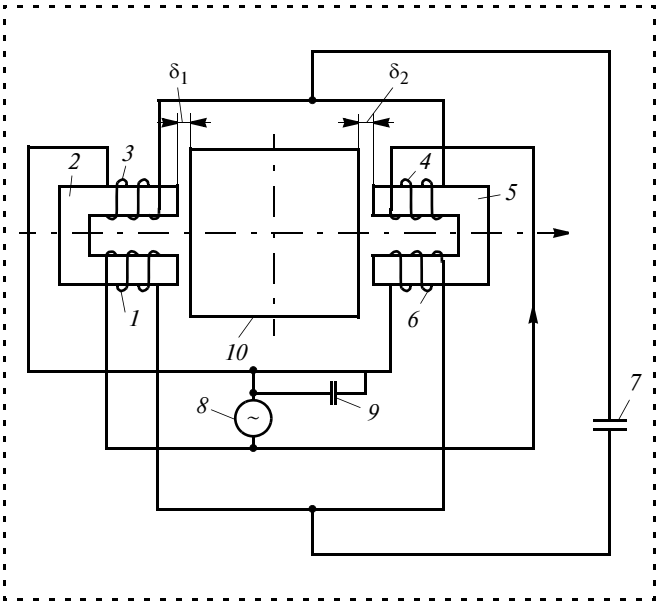


Рис. 3. Функциональная схема подвеса типа "индуктивно-емкостный мост"

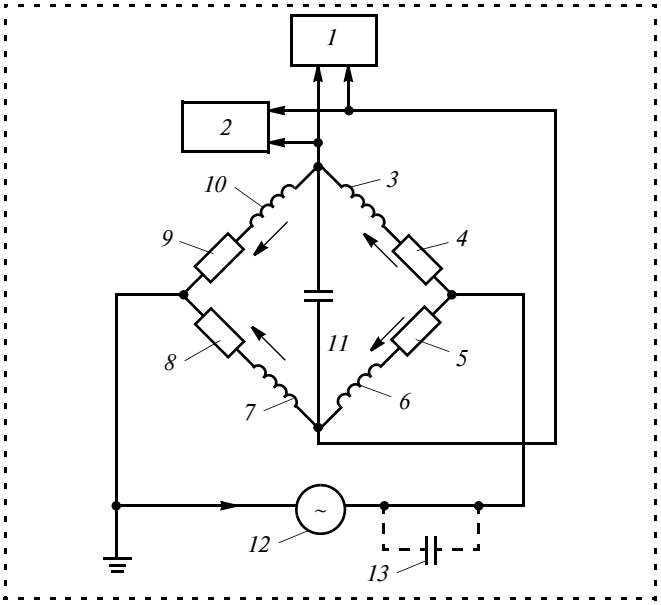


Рис. 4. Электрическая схема подвеса типа "индуктивно-емкостный мост"

чения замкнутого контура для магнитного потока. На каждом плече U-образных элементов статора намотаны соответствующие обмотки *1*, *3* и *4*, *6*. Один вывод источника переменного тока *8* соединен с первыми выводами обмоток *3* и *6*, а другой вывод источника связан с первыми выводами обмоток *1* и *4*. Конденсатор *7* одним своим выводом связан со вторыми выводами обмоток *3* и *4*, а другой вывод конденсатора подсоединен ко вторым выводам обмоток *1* и *6*, которые непосредственно источником *8* не возбуждаются.

Схема, показанная на рис. 4, иллюстрирует, что связанные таким образом катушки, источник питания *12* и конденсатор *11* представляют собой схему моста.

Сопротивления *4*, *5*, *8*, *9*, показанные на рис. 4, представляют собой потери в обмотках. Типичную емкость *C* конденсатора *11* определяют по следующему выражению:

$$C = 2L - \frac{R}{\omega},$$

где L – индуктивность обмоток *3*, *6*, *7*, *10*;

R – сопротивления *4*, *5*, *8*, *9*;

ω – угловая частота, которая представляет собой произведение величины 2π на частоту источника питания *12*.

Вольтметр *1* и осциллограф *2* подключены к конденсатору *11* для индикации смещения якоря путем измерения амплитуды и фазы сигнала, поступающего через конденсатор *11*. Таким способом можно измерять силы неуравновешенности, действующие на чувствительный элемент через якори электромагнитного подвеса.

Рассмотрим теперь работу данной системы подвеса. Из рис. 3 видно, что каждая пара обмоток *1*, *3* и *4*, *6* отделена от якоря *10* соответствующими зазорами δ_1 и δ_2. Если якорь *10* слегка передвинется влево от центрального положения, тогда зазор δ_2 будет увеличиваться, а зазор δ_1 будет уменьшаться. Увеличение зазора δ_2 будет увеличивать магнитное сопротивление потоку для обмоток *4* и *6*, в результате чего их индуктивность уменьшится. Таким же образом, уменьшение зазора δ_1 вызовет увеличение индуктивности обмоток *1* и *3*.

Обратимся теперь к схеме моста, изображенной на рис. 4. Видно, что если сопротивление обмоток *3* и *7* уменьшится, а сопротивление катушек *6* и *10* увеличится, то конденсатор *11* будет направлять ток в большем отношении через обмотки *3* и *7* и в меньшем отношении – через обмотки *6* и *10*.

Увеличение тока, протекающего через обмотки полюса, рабочий зазор которого увеличился, приведет к возникновению восстанавливающей силы, приложенной к якорю *10* (см. рис. 3), которая стремится вернуть якорь в его исходное или центральное положение.

Из схемы, представленной на рис. 4, можно сделать вывод, что в исходном состоянии ток через конденсатор *11* не протекает. Результатом этого является то, что заряд конденсатора *C*, который может несколько измениться со временем, не влияет на центральное положение якоря. Кроме того, система подвеса не ограничивается резонансной кривой схемы, как это было в известных технических решениях магниторезонансного подвеса. Следствием этого является достижение широкого динамического диапазона и возможность использовать обмотки с высокой добротностью.

В схеме на рис. 3 нагрузка источника питания *8* является индуктивной и для поддержания желаемого исходного тока требуется увеличение напряжения питания. Для того чтобы уменьшить напряжение, необходимое для обеспечения этого тока, как один из вариантов, на рис. 3 и 4 изображен настроечный конденсатор (*9* – на рис. 3 и *13* – на рис. 4, который может быть включен последовательно с источником питания (*8* – рис. 3 и *12* – рис. 4) между одним из его выводов и выводом моста. Настройка так же восстанавливает нормальную желаемую фазу между током и напряжением.

Замечание: при описании следующих схем авторы ссылаются на схему моста, изображенную на рис. 4, как на предопределенный или базовый элемент, два противоположных вывода которого возбуждаются источником питания, а оставшиеся противоположные выводы связаны через распределительный конденсатор *11*.

Была рассмотрена одноосевая система подвеса. Обратимся теперь к рис. 5.

На рис. 5, *а* изображена ***двухосевая система подвеса***, использующая последовательное соединение первого и второго мостов *2* и *3* с одним источником питания *1*. Первая ось обеспечивается одной парой U-образных элементов моста, как показано на рис. 3.

Вторая ось обеспечивается другой последовательностью U-образных элементов статора, расположенных вдоль оси, ортогональной оси якоря *10* на рис. 3. Это показано более наглядно на рис. 6, иллюстрирующем обычную цилиндрическую форму статора и якоря, которая может быть применена в гироскопическом ПЧЭ.

В этом случае диагонально расположенные сердечники статора *1* и *6* наматывают в виде последовательности из четырех обмоток моста *3*, изображенного на рис. 5, *а*, для одной оси системы подвеса. Ортогонально ориентированные сердечники статора *3* и *8* наматывают дополнительно в виде последовательности из четырех обмоток моста *2*, показанного на рис. 5, *а*, для второй оси системы подвеса. Затем обмотки связывают между собой в схему моста, в соответствии с описаниями для рис. 3 и 4, а мосты соединяют последовательно в соответствии с рис. 5, *а*. Обмотки, которые являются противоположными плечами моста, обычно наматывают на один сердечник статора U-образной формы.

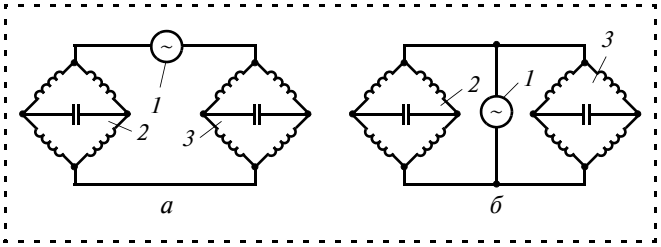


Рис. 5. Двухосевые системы подвеса

На рис. 5, *б*, как вариант соединения, показана схема двухосевой системы подвеса, в которой схемы первого и второго мостов *2* и *3* связаны параллельно и возбуждаются одним источником питания *1*.

Конструкция статора, показанная на рис. 6, как последовательность из четырех U-образных сердечников *1*, *6* и *3*, *8* может быть заменена единым цилиндрическим статором, показанным на рис. 6

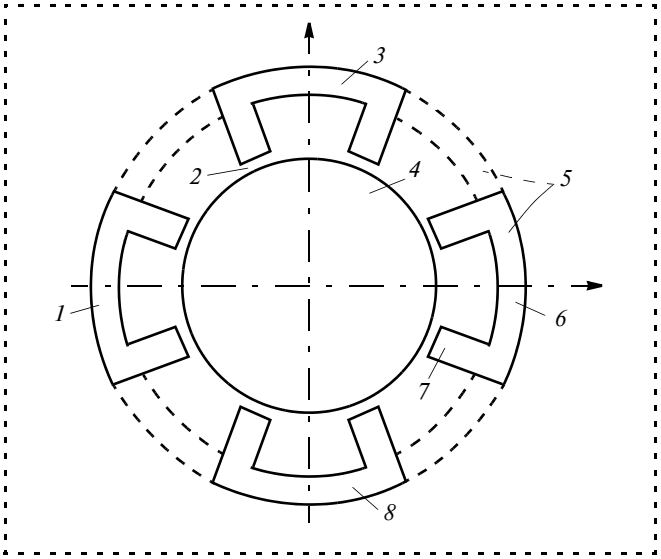


Рис. 6. Конструкция восьмиполюсного статора

как сплошными, так и пунктирными линиями одновременно. В этом случае получается единая цилиндрическая структура *5*, имеющая восемь отдельных полюсов *7*, на которые наматываются соответствующие обмотки. Между каждым полюсом и цилиндрическим якорем *4* имеется воздушный зазор *2*.

Восемь полюсов рис. 6 могут быть уменьшены до четырех полюсов, как показано на рис. 7. В этом случае каждую пару обмоток из противоположных плеч моста наматывают вместе на одном полюсе *1*, выполненном внутри кольцеобразного сердечника статора *2*. На каждый полюс магнитопровода, представленного на рис. *7*, две обмотки могут быть намотаны либо отдельно, либо как бифилярные обмотки.

На рис. 8 представлена типичная схема для использования на статоре, изображенном на рис. 7. Источник питания *4* обеспечивает возбуждение переменным током параллельно включенных мостов *3* и *5* через соответствующие последовательно включенные конденсаторы *1* и *2*. Как и ранее, традиционно установлено, что противоположные плечи одного моста наматывают в виде обмоток на один полюс статора. Обычно, обмотки *8* и *9*, представляющие одну сторону моста, будут намотаны как первичные обмотки, в то время как обмотки *6* и *7*, образующие противоположную сторону моста, будут намотаны как вторичные. Каждый мост обеспечивает систему подвеса только по одной оси.

Принцип мостовой схемы позволяет применять разные схемы возбуждения моста, что в ряде случаев упрощает конструкцию подвеса. Например, на рис. 9 показана конструкция, имеющая модифицированную систему прикладывания возбуждения к обмоткам четырех плеч моста и обычно использующая сердечники, изображенные на рис. 7. Рисунок 9, *а* представляет собой электрическую схему, а рис. 9, *б* – функциональную схему для системы двухосного подвеса с возбуждением моста через индуктивную связь между обмотками.

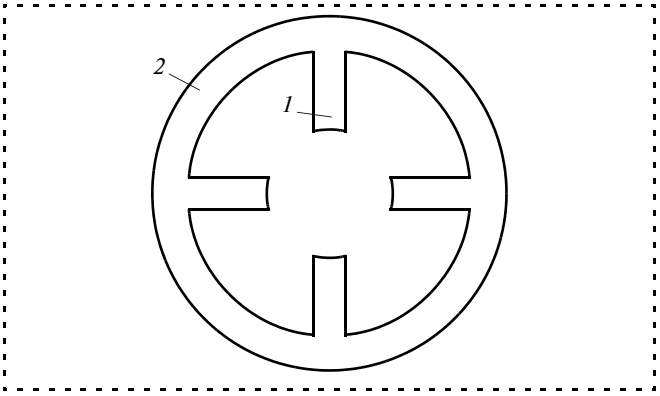


Рис. 7. Четырехполюсный статор

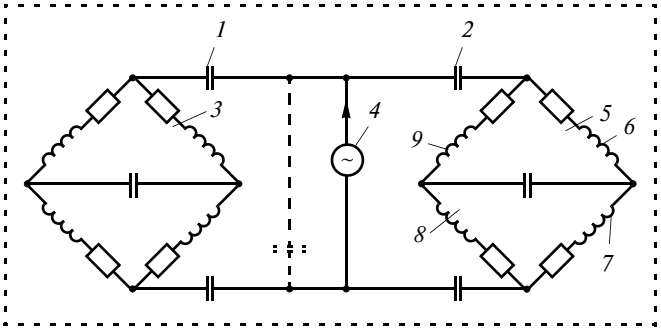


Рис. 8. Типичная схема для четырехполюсного статора

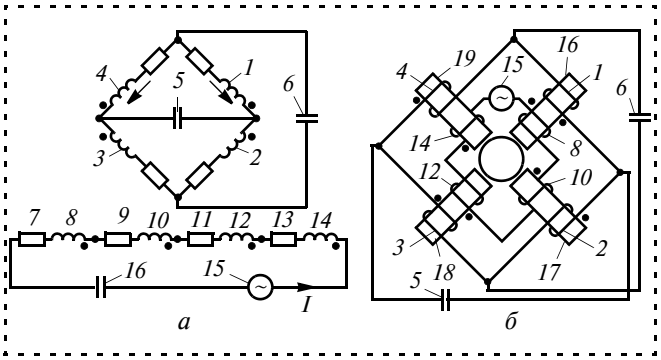


Рис. 9. Схема возбуждения моста через индуктивную связь между обмотками

Особенностью этой системы является то, что ***система подвеса по двум осям обеспечивается всего одним мостом***. Источник питания *15* подает переменный ток возбуждения через дополнительный конденсатор *16*, который служит для настройки схемы, к соответствующим последовательно связанным первичным обмоткам *8*, *10*, *12* и *14*, каждая из которых имеет связь с соответствующим сопротивлением *7*, *9*, *11* и *13*.

Первичные обмотки наматывают на соответствующие полюса статора для возбуждения вторичных обмоток *1*, *2*, *3* и *4* соответственно, так же расположенных на сердечниках статора. Конденсатор *5* обеспечивает распределение тока между диагонально расположенными противоположными выводами моста, а следующий конденсатор *6* обеспечивает распределение тока между другими проти-

воположно расположенными выводами моста. Вторичные обмотки обычно наматывают на статор (вид которого изображен на рис. 7) для обеспечения двухосевой радиальной системы подвеса с помощью одного моста, показанного ранее. Емкости конденсаторов *5* и *6* обычно равны и представляются величиной *C*, которая для центрального положения и одинаковых индуктивности *L* и сопротивлении *R* каждой обмотки имеет следующее значение:

$$1/2\omega C = \omega L - R.$$

Принцип распределения тока, который был рассмотрен на примере схем, изображенных на рис. 2 и 3, для одноосевой радиальной системы подвеса применим также и для двухосевой системы подвеса (см. рис. 9). В этом случае удержание по отдельной оси обеспечивается с помощью комбинированного изменения токов в обмотках смежных полюсов. В соответствии с этим и учитывая обозначения, приведенные на рис. 9, *а* и *б*, обмотку *1* наматывают на полюс статора *16*, обмотку *2* – на полюс *17*, обмотку *3* – на полюс *18* и обмотку *4* – на полюс *19*. Полярность обмоток на рис. 9, *а* и *б* показана традиционным образом, с помощью точки.

Рассмотрим теперь ***систему подвеса с трехосным удержанием*** чувствительного элемента. На рис. 10 изображен общий вид устройства, обеспечивающего трехосную систему подвеса и представляющего собой цилиндрический элемент *1* с соответствующим цилиндрическим корпусом *2*.

Торцевые стороны *3* и *5* корпуса *2* представляют собой статоры для системы подвеса коаксиальных якорей *4* и *6* соответственно. Статоры *3* и *5* сбоку могут выглядеть как статоры, изображенные на рис. 6 или *7*. Якори *4* и *6* по своей внешней стороне

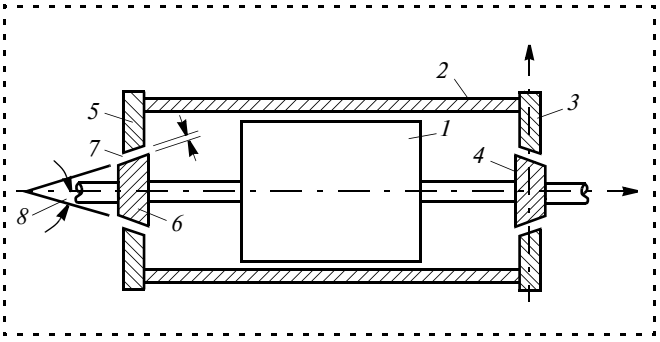


Рис. 10. Конструкция трехосной системы подвеса

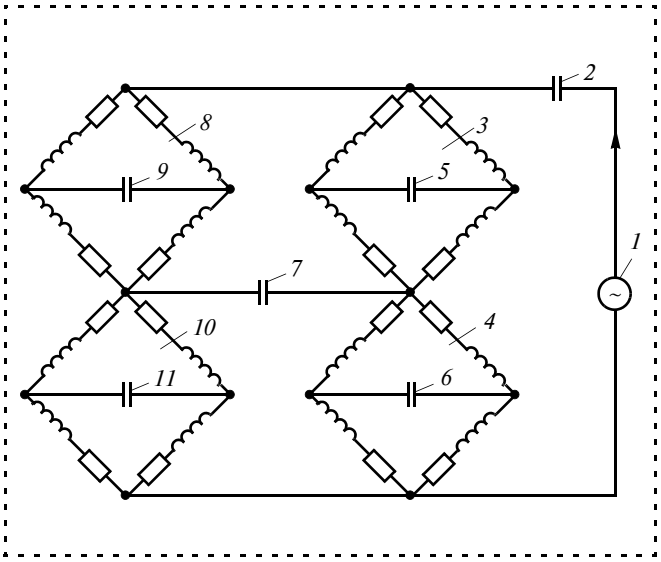


Рис. 11. Схема трехосной системы подвеса:

1 – источник питания подвеса; *2* – настроечный конденсатор; *3*, *4* – мосты центрирования по оси *Y* соответственно правого и левого статоров; *5*, *6* – мосты центрирования по оси *X* соответственно левого и правого статоров; *7* – распределительный конденсатор продольного центрирования

имеют наклон на угол *8*. Внешняя сторона полюсов статоров *3* и *5*, обращенная в сторону якоря, имеет точно такой же наклон. Таким образом, внешние стороны якоря и статора оказываются параллельными. Внешние стороны якоря и статора разделены соответствующим зазором *7*. Этот выполненный наклон, при использовании комбинации пары якоря и статора, дает возможность обеспечить как осевую, так и радиальную подвеску. Схемы, использованные для намотки обмоток на статоры *3* и *5*, представлены на рис. 11.

В этой схеме используется стандартный вид намотки, при котором противоположные плечи моста представляют собой обмотки на одном или смежных полюсах, например, на полюсе *1* (см. рис. 7).

На рис. 11 один вывод источника питания *1* связан через фазосдвигающий конденсатор *2* с выводом моста *3*, а второй вывод источника подключен к выводу другого моста *4*. Параллельно с последовательно включенными мостами *3* и *4*, подсоединены мосты *8* и *10*, связанные точно таким же образом. Конденсатор *7* связывает общую точку выводов мостов *3* и *4* с общей точкой выводов мостов *8* и *10*.

Для обычной работы конденсатор *7* по емкости равен конденсаторам *5*, *6*, *9* и *11*, установленным в диагоналях мостов *3*, *4*, *8* и *10* соответственно. Емкость этих конденсаторов определяют точно таким же образом, как было показано ранее.

При обычном расположении мост *3* формирует радиальную систему подвеса для статора *3* (см. рис. 10) по отношению к оси *Y*, в то время как мост *4* (см. рис. 11) обеспечивает радиальную систему подвеса для статора *5* (рис. 10) по отношению к оси *Y*. Соответственно, мосты *8* и *10* (см. рис. 11) обеспечивают радиальную систему подвеса по отношению к оси *X* для статоров *5* и *3* (см. рис. 10) соответственно. Работа схемы для продольного удержания может быть представлена следующим образом. Когда все индуктивности мостов *3* и *10* (см. рис. 11) изменятся на одну и ту же величину, соответствующую направлению изменения положения, то это изменение будет прямо противоположно подобным же изменениям в мостах *8* и *4*. Таким образом, мосты *3*, *4*, *8* и *10* вместе взятые представляют собой соответствующие плечи моста, организующего систему подвеса продольного направления. В этом случае конденсатор *7* работает как распределитель тока для продольного удерживания.

Для измерения сил и перемещений якорей подвешиваемого элемента в вертикальной плоскости достаточно измерить амплитуду и фазу напряжений соответственно на конденсаторах *5* и *6* (см. рис. 11).

Выводы

Система подвеса типа "индуктивно-емкостный мост" в отличие от обычного магниторезонансного подвеса имеет следующие преимущества.

1. *Больший линейный диапазон сил, удерживающих якорь, в зависимости от его перемещения.*

2. *Возможность применения катушек и магнитных материалов высокой добротности, что улучшает динамические свойства подвеса.*

3. *Подвес имеет значительно меньшее потребление электрической мощности, что снижает нагрев обмоток и, следовательно, уменьшает температурные погрешности.*

4. *Системе не требуются настройки на резонанс, что упрощает наладку системы.*

5. *Предъявляются пониженные требования к точности электрических элементов (обмоток и конденсаторов).*

6. *При центральном положении якоря ток через обмотки практически не протекает, что благоприятно сказывается на точности измерений.*

7. *Имеется возможность варьировать типы магнитопроводов, схемы подключения и схемы возбуждения обмоток, сообразно с требуемой задачей.*

Библиографический список

1. **Гоцеридзе Р.М., Румянцев С.В.** Определение параметров неуравновешенности поплавкового чувствительного элемента с магниторезонансным подвесом методом измерения угла фазового сдвига // Сборка в машиностроении и приборостроении. 2013. № 12. С. 17–21.

2. **Гоцеридзе Р.М., Нитусов Ю.Е.** Чувствительность резонансного электромагнитного граммометра при измерении разности действующих значений магнитных потоков и его жесткость // Труды МВТУ. 1974. № 173. С. 80–88.

3. **Gilinson Jr.** Copocitlve-incuctive bridge type electrical suspension. US Pot, No 3833930. Cl. F16c 39/06. 1974. 17 p.

УДК 629.7:658.562:658.515:621.91

Е.В. Кочкин, Е.В. Матвеев, *канд-ты техн. наук,*
А.В. Медарь, *д-р техн. наук,* **В.И. Меденков** *("НПО "Техномаш")*
E-mail: tm230@yandex.ru

Автоматизированный стенд компьютерного контроля массовых характеристик изделий в сборочном производстве

Представлены описание и характеристики стендового оборудования, предназначенного для определения действительных значений массы и трех координат центра масс готовой продукции в сборочном производстве изделий специального машиностроения.

At this work presents description and capabilities stand equipment assign for determination real significance mass and three coordinate of centre mass ready production in assembly manufacture item of special mechanical engineering.

Ключевые слова: сборочное производство, массовая характеристика, центр масс, координата центра масс, автоматизированный стенд контроля массовых характеристик.

Keywords: assembly manufacture, mass capability, center of mass, coordinate center of mass, automatized stand computer control mass product characteristic.

Контроль (определение действительных значений) массовых характеристик (МХ) изделий осуществляется в процессе производства серийных изделий на этапе окончательной сборки и в процессе разработки новых изделий на макетных и эксплуатационных образцах.

Задачей контроля является определение действительных значений МХ изделий, по результатам которого принимается решение о соответствии последних конструкторской документации – изделие признается годным, либо производится изменение распределения МХ, называемые уравновешиванием или балансировкой, после чего изделие повторно подвергается контролю с целью проверки правильности балансировки.

Основу парка технологического оборудования для контроля МХ изделий составляют стенды статической балансировки.

Тенденция повышения требований к выходным параметрам точности изделий, одним из основных компонентов которых являются МХ, вызывает необходимость модернизации существующих и создания принципиально новых технологий и оборудования для определения их действительных значений.

Принципиальная возможность обеспечения повышенных в требований к МХ изделий обеспечивается разработкой цифровых технологий и реализующего их стендового контроля за счет создания автоматизированных стендов компьютерного контроля – аппаратно-программных комплексов (АПК) контроля включающих: стендовое оборудование; аппаратную часть; общее, общесистемное и специальное программное обеспечение, позволяющее реализовать цифровые технологии контроля в реальном масштабе времени.

Автоматизированный стенд контроля массовых характеристик изделий (АСКМ), предназначен для определения действительных значений массы и трех координат центра масс (ЦМ) изделия.

Стенд может быть использован для изделий различных конструкций при использовании соответствующих переходников для крепления изделий к платформе стенда.

Стенд представляет собой уравновешивающее устройство, имеющее установленный в подшипниках на двух опорных стойках крестообразный стол, уравновешенный относительно общей оси подшипников, являющейся осью наклона стола. Третья боковая опорная стойка – подвижная, представляет собой домкрат, наклоняющий стол на угол до 20°. Платформа на столе стенда для установки изделия расположена с известным смещением относительно оси наклона.

Измерение массы производится с помощью силоизмерительных датчиков, расположенных в платформе стола стенда, на которые непосредственно устанавливают изделие с переходником. При измерении массы стол стенда находится в горизонтальном положении.

Измерение координат центра масс производится методом уравновешивания изделия относительно

оси наклона стола стенда в четырех различных положениях и измерения углов наклона стола от начального горизонтального положения до равновесного положения. В различные положения изделие приводят поворотом платформы. В качестве начала отсчета угла наклона используют горизонтальное положение стола, а положение равновесия определяют по показанию силоизмерительного датчика в боковой опоре.

Устройство стенда АСКМ для контроля массы и трех координат ЦМ для изделий массой от 100 до 1000 кг показано на рис. 1–3. Нумерация позиций на рис. 1–3 дана единой.

Стенд содержит стол *11* (рис. 1), опирающийся на стойки *7* посредством подшипниковых узлов *3*,

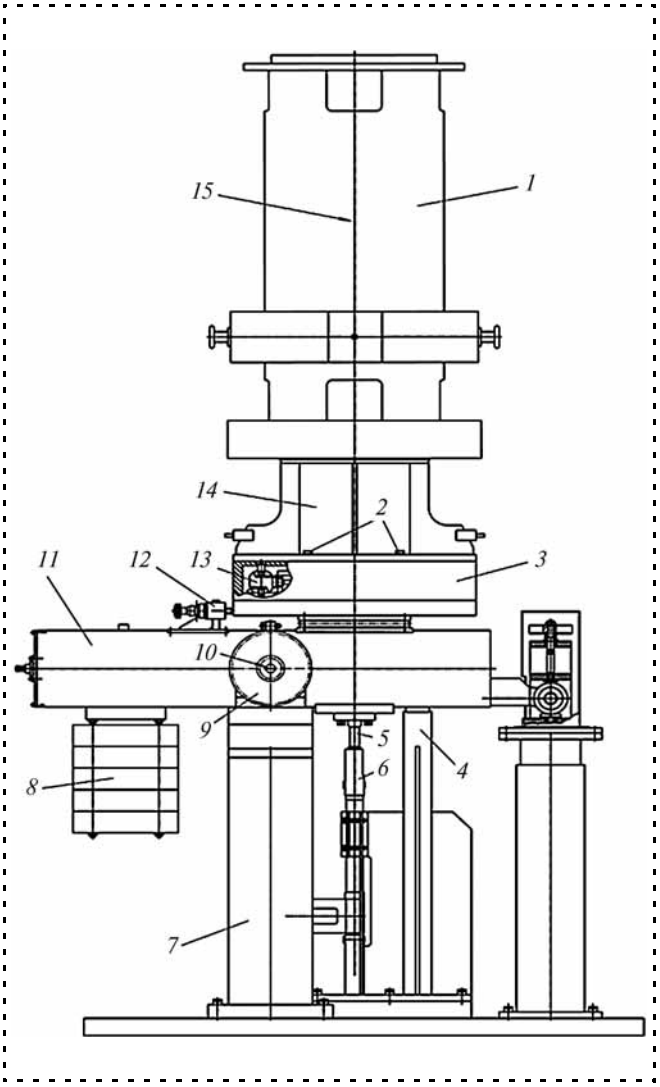


Рис. 1. Стенд АСКМ с переходником и контрольным приспособлением КП1

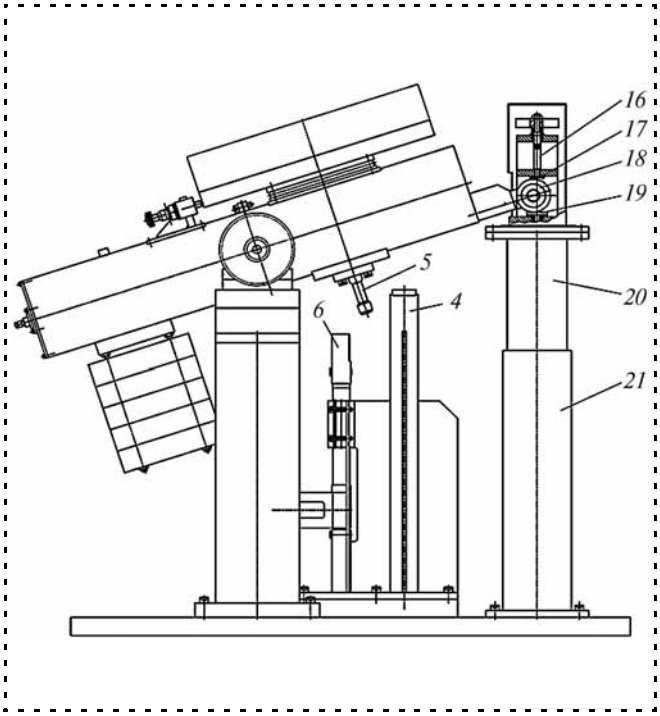


Рис. 2. Стенд с наклоненным столом

геометрическая ось *10* поворота подшипниковых узлов является осью наклона стола. На столе эксцентрично с осью наклона *9* расположена массоизмерительная поворотная платформа *3* (см. рис. 1) с размещенными в ней выдвигающимися для измерений массы силоизмерительными тензодатчиками *13*. Платформа *3* поворачивается вокруг оси *15* и фиксируется фиксатором *12* в четырех положениях: 0, 90, 180 и 270°. На платформе установлен переходник *14* для установки изделия или контрольного приспособления *1*. Переходник прикреплен к платформе болтами *2*. Уравновешивающие стол грузы *8* установлены при сборке стенда.

В горизонтальном положении стол *11* опирается на опорную стойку *4*. В наклонное положение стол стенда приводится подвижной частью *20* (рис. 2) боковой стойки *21*, которая нижней опорой *19*, упирающейся в ролик *18*, наклоняет стол на угол от 0 до 20°. При измерении координат ЦМ изделия после прохождения угла равновесия стола с изделием ролик *16* отрывается от нижней опоры *19* и упирается в верхнюю опору *17*. Усилие взаимодействия ролика и опоры *17* измеряется датчиком силы *16* и используется управляющей программой для расчета угла положения равновесия

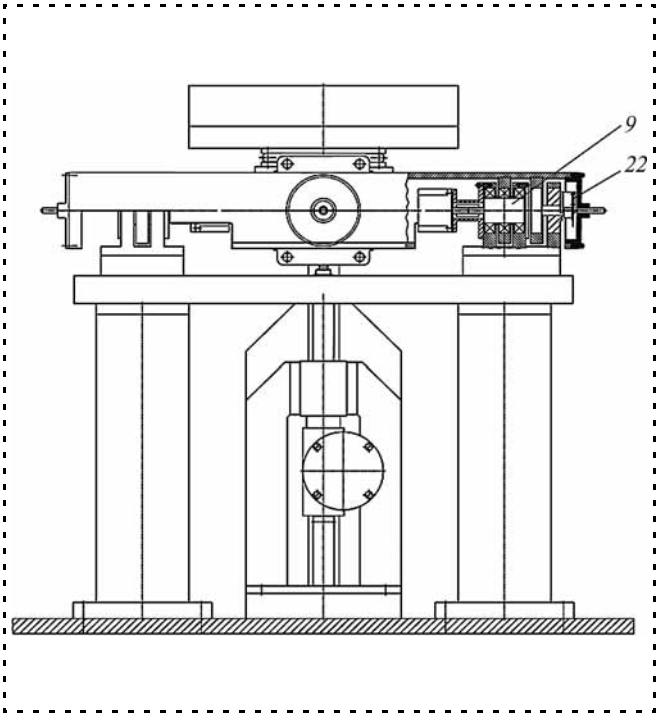


Рис. 3. Вид на стенд сбоку

при измерении координат ЦМ. Угол положения равновесия измеряется средством измерения угла.

Выдвижение из платформы силоизмерительных тензодатчиков *13* для измерений массы производится при горизонтальном положении платформы с помощью актуатора *6* после зацепления его со штоком *5*, связанным с расположенным в платформе механизмом (не показан) выдвижения датчиков силы *13*.

Принципы работы стенда АСКМ.

Стол *11* без переходника *14* и изделия *1* находится в безразличном положении равновесия относительно оси наклона *10*. Масса и положение центра масс переходника с крепежными элементами для закрепления изделия на переходнике и переходника к платформе стенда известны и приведены в формуляре переходника.

Изделие *1* устанавливают на переходник *14* и закрепляют на нем. Затем переходник с изделием устанавливают на платформу стенда, находящуюся в горизонтальном положении, и устанавливают болты крепления переходника к платформе в страховочное положение, оставляя возможность переходнику с изделием приподниматься без помех на выдвигающихся из платформы силоизмерительных датчиках на высоту несколько миллиметров. Управляющая программа стенда проводит серию измерений массы, приподнимая при каждом измерении переходник с изделием на выдвигающихся датчиках, и вычисляет массу изделия.

Затем переходник закрепляется на стенде затягиванием болтов крепления. Платформу поворотом устанавливают в положение "0°" и фиксируют в этом положении фиксатором *12*. Управляющая программа наклоняет стол *11* стенда и останавливает наклон после перехода подвижной системы (стол 1 с платформой, переходником и изделием) через неустойчивое положение равновесия. После этого программа производит серию отклонений и возвратов в положение неустойчивого равновесия и записывает показания датчика 16 дисбаланса при каждой остановке вблизи положения равновесия и в нее вносятся показания средства измерения угла наклона.

По серии показаний датчиков в положениях платформы 0, 90, 180 и 270° и средства измерения угла наклона, параметрам переходника и геометрическим параметрам положения оси наклона в системе координат изделия программа рассчитывает координаты ЦМ изделия. Результаты измерений сохраняются в виде редактируемого файла и могут быть распечатаны.

Тарирование стенда производится в процессе сборки стенда и заключается в выведении центра масс стола с платформой на ось наклона стенда с помощью установки балансировочных грузов. При этом центр масс стола с платформой остается на оси наклона во всех используемых при измерениях положениях платформы. В результате тарирования стол с платформой приводят в состояние безразличного равновесия относительно оси наклона, т. е. во всем диапазоне углов наклона стола его балансировка не нарушается и на расчеты координат центра масс изделия положение центра масс стола не влияет. Проверка тарирования производится также перед аттестацией стенда.

Массу и координаты ЦМ переходника измеряют при изготовлении. Измеренные масса и координаты ЦМ переходника заносят в формуляр на переходник.

Массу изделия определяют следующим образом. Изделие (рис. 4) устанавливают на переходник и закрепляют на нем. Затем переходник с изделием устанавливают на платформу стенда, находящуюся в горизонтальном положении, и устанавливают болты крепления переходника к

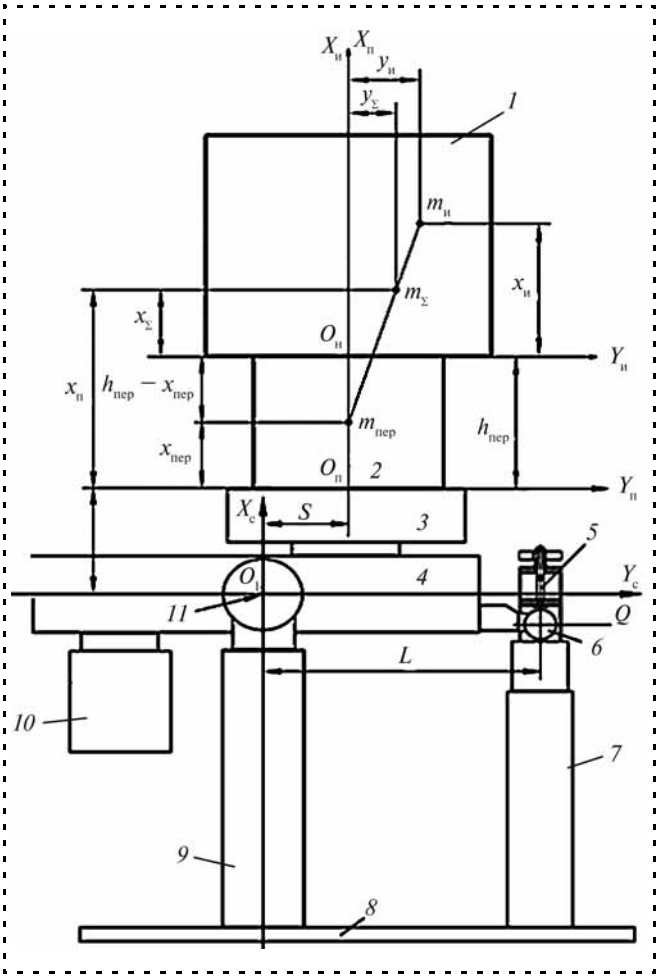


Рис. 4. Изделие с переходником на платформе стенда при горизонтальном положении стола:
1 – изделие; *2* – переходник; *3* – платформа; *4* – стол стенда; *5* – датчик дисбланса; *6* – опорный ролик; *7* – боковая подвижная стойка; *8* – основание; *9* – центральные стойки; *10* – тарировочный противовес; *11* – ось наклона

платформе в страховочное положение, оставляя возможность переходнику с изделием приподниматься без помех на трех выдвигающихся из платформы на высоту несколько миллиметров силоизмерительных датчиках, геометрически располагающихся в плане по углам равностороннего треугольника. Перед выдвижением датчиков производят обнуление их показаний. Вычисление массы $m'_и$ изделия без поправки производится по формуле

$$m'_и = 0{,}098(P_1 + P_2 + P_3) - m_{пер}, \qquad (1)$$

где P_1, P_2, P_3 – показания датчиков силы в Ньютонах;

$m_{пер}$ – масса переходника (указана в формуляре на переходник).

Аттестация стенда как устройства для определения массы производится после стационарной установки стенда методом прямого нагружения путем измерения на стенде массы поверенных грузов – контрольных приспособлений, устанавливаемых на платформу вместо изделия.

Определение координат ЦМ изделия на стенде производится методом принудительного уравновешивания подвижной системы стенда путем ее наклона относительно неподвижной оси (оси наклона стола). Детектором положения равновесия служит установленный в подвижной стойке датчик силы. В подвижную систему стенда входят (рис. 4): стол *4*, платформа *3*, переходник *2*, изделие *1* и противовес *10*. Уравновешивание производится при четырех различных положениях изделия на платформе, которые достигаются ее поворотом в четыре фиксированные позиции, условно обозначенные 0, 90, 180 и 270°.

При расчетах координат ЦМ используют три декартовые системы координат: система координат стола $O_cX_cY_cZ_c$, система координат платформы $O_пX_пY_пZ_п$ и система координат изделия $O_иX_иY_иZ_и$.

Стол стенда вместе с платформой уравновешен до безразличного состояния относительно оси наклона в процессе тарирования, поэтому неуравновешенность подвижной части обусловлена лишь изделием и переходником. Равновесное положение подвижной части стенда в позиции 0° показано на рис. 5 ($O_{пα}X_{пα}Y_{пα}$ – наклонное положение системы координат платформы $O_пX_пY_п$).

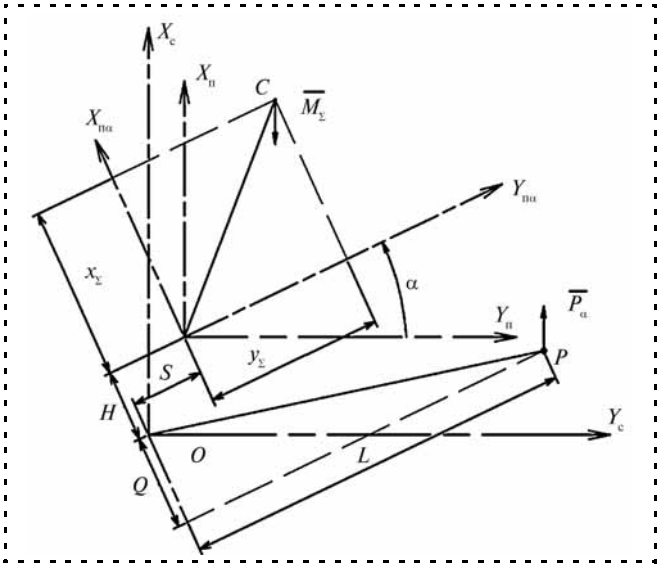


Рис. 5. Равновесное положение подвижной части стенда в позиции "0°"

Уравнения, описывающие наклонные положения равновесия стола с изделием в системе координат платформы $O_{\text{п}}X_{\text{п}}Y_{\text{п}}Z_{\text{п}}$, имеют вид:

$$\begin{aligned} \text{"0°"} &- \frac{S+y_\Sigma}{H+x_\Sigma} = \text{tg}\alpha_{\text{р}}; \\ \text{"90°"} &- \frac{S+z_\Sigma}{H+x_\Sigma} = \text{tg}\beta_{\text{р}}; \\ \text{"180°"} &- \frac{S-y_\Sigma}{H+x_\Sigma} = \text{tg}\gamma_{\text{р}}; \\ \text{"270°"} &- \frac{S-z_\Sigma}{H+x_\Sigma} = \text{tg}\delta_{\text{р}}, \end{aligned} \qquad (2)$$

где $\alpha_{\text{р}}$, $\beta_{\text{р}}$, $\gamma_{\text{р}}$, $\delta_{\text{р}}$ – углы равновесия при наклоне в четырех различных плоскостях;

x_Σ – вертикальная координата суммарного центра масс изделия и переходника в системе координат платформы;

y_Σ, z_Σ – горизонтальные координаты суммарного центра масс изделия и переходника в системе координат платформы.

Получим выражения суммарных координат ЦМ изделия с переходником в системе координат платформы:

$$\begin{cases} x_\Sigma = S\left(\dfrac{1}{\text{tg}\alpha_{\text{р}}+\text{tg}\gamma_{\text{р}}} + \dfrac{1}{\text{tg}\beta_{\text{р}}+\text{tg}\delta_{\text{р}}}\right) - H; \\ y_\Sigma = S\dfrac{\text{tg}\alpha_{\text{р}}-\text{tg}\gamma_{\text{р}}}{\text{tg}\alpha_{\text{р}}+\text{tg}\gamma_{\text{р}}}; \\ z_\Sigma = S\dfrac{\text{tg}\beta_{\text{р}}-\text{tg}\delta_{\text{р}}}{\text{tg}\beta_{\text{р}}+\text{tg}\delta_{\text{р}}}. \end{cases} \qquad (3)$$

В позиции "0°" ось $Z_{\text{и}}$ изделия горизонтальна. В следующую по порядку позицию изделие переводят путем последовательного поворота платформы вокруг оси X на 90° по ходу часовой стрелки (из 0 в 90°, из 90 в 180° и из 180 в 270°). По завершении цикла измерений координат ЦМ платформа возвращается в позицию "0°".

Задача определения координат ЦМ изделия сводится к отысканию тангенсов углов равновесия в четырех плоскостях наклона. Далее приведен расчет для $\text{tg}\alpha_{\text{р}}$, расчеты для остальных трех тангенсов равновесных углов аналогичны.

В положении измерений в позиции "0°" контрольный датчик измеряет усилие P_α на опорном ролике, уравновешивающее дисбаланс от изделия. Расположение центра опорного ролика (точка P) в системе координат стенда показано на рис. 5. Уравнение положения равновесия в алгебраическом виде имеет вид:

$$M_\Sigma[(y_\Sigma + S)\cos\alpha - (x_\Sigma + H)\sin\alpha] - \\ - P_\alpha(L\cos\alpha + Q\sin\alpha) = 0,$$

где α – текущий угол наклона стенда;

M_Σ – суммарная масса изделия с переходником.

Отсюда с учетом уравнения для положения 0° из формулы (2):

$$\text{tg}\alpha_{\text{р}} = \left[1 + P_\alpha \frac{Q}{\left(x_\Sigma + H\right)M_\Sigma}\right]\text{tg}\alpha + \\ + P_\alpha \frac{L}{\left(x_\Sigma + H\right)M_\Sigma}.$$

Учитывая малость произведения $P_\alpha Q$ по сравнению с величиной $(x_\Sigma + H)M_\Sigma$, принимается, что тангенс угла равновесия линеен относительно тангенса текущего угла наклона $\text{tg}\alpha$ и значения усилия на датчике P_α.

При приближении изделия к положению равновесия усилие на опорном ролике, опирающемся на расположенный в подвижной опоре силоизмерительный датчик, начинает уменьшаться. Предел измерений силоизмерительного датчика – 10 Н. При попадании в диапазон измерений (от 1 до 7 Н для исключения грубой погрешности датчика на концах диапазона) наклон прекращается и производится одновременное считывание показаний средства измерений угла наклона и контрольного датчика силы. Показания считываются в двух точках диапазона (из соображений повышения точности измерений α_1, $P_{\alpha 1}$ – при усилии свыше 500 г, α_2, $P_{\alpha 2}$ – при усилии менее 400 г). Затем осуществляется выход из диапазона измерения датчика силы.

Для вычисления тангенсов углов равновесия воспользуемся формулой линейной экстраполя-

ции (аналогичны во всех четырех плоскостях наклона):

$$
\begin{aligned}
"0°" - \operatorname{tg}\alpha_р &= \frac{P_{\alpha 1}\operatorname{tg}\alpha_2 - P_{\alpha 2}\operatorname{tg}\alpha_1}{P_{\alpha 1} - P_{\alpha 2}};\\
"90°" - \operatorname{tg}\beta_р &= \frac{P_{\beta 1}\operatorname{tg}\beta_2 - P_{\beta 2}\operatorname{tg}\beta_1}{P_{\beta 1} - P_{\beta 2}};\\
"180°" - \operatorname{tg}\gamma_р &= \frac{P_{\gamma 1}\operatorname{tg}\gamma_2 - P_{\gamma 2}\operatorname{tg}\gamma_1}{P_{\gamma 1} - P_{\gamma 2}};\\
"270°" - \operatorname{tg}\delta_р &= \frac{P_{\delta 1}\operatorname{tg}\delta_2 - P_{\delta 2}\operatorname{tg}\delta_1}{P_{\delta 1} - P_{\delta 2}}.
\end{aligned}
\tag{4}
$$

По вычисленным углам равновесия определяют координаты суммарного ЦМ изделия с переходником в системе координат платформы по формулам (3). Для определения координат центра масс изделия в системе координат изделия запишем равенства статических моментов масс изделия и переходника:

$$
\begin{cases}
x_\Sigma M_\Sigma = (x_и + h_{пер})m_и + x'_{пер}\, m'_{пер};\\
y_\Sigma M_\Sigma = y_и m_и + y'_{пер}\, m'_{пер};\\
z_\Sigma M_\Sigma = z_и m_и + z'_{пер}\, m'_{пер},
\end{cases}
$$

где $x'_и$, $y'_и$, $z'_и$ – координаты ЦМ изделия без учета поправок;

$h_{пер}$ – высота переходника;

$x'_{пер}$, $y'_{пер}$, $z'_{пер}$ и $m'_{пер}$ – координаты ЦМ и масса переходника с крепежными болтами в системе координат изделия, рассчитываемые по следующим формулам ($x_б$ – вертикальная координата ЦМ болтов; $m_б$ – масса одного болта; $N_б$ – число болтов):

$$
\begin{cases}
m'_{пер} = m_{пер} + N_б m_б;\\
x'_{пер} = [x_{пер} m_{пер} - N_б x_б m_б]/m'_{пер};\\
y'_{пер} = y_{пер};\\
z'_{пер} = z_{пер}.
\end{cases}
\tag{5}
$$

Найдем координаты центра масс изделия в системе координат изделия без учета поправок:

$$
\left.\begin{cases}
x'_и = (x_\Sigma M_\Sigma - x'_{пер}\, m'_{пер})/m_и - h_{пер};\\
y'_и = (y_\Sigma M_\Sigma - y_{пер} m'_{пер})/m_и;\\
z'_и = (z_\Sigma M_\Sigma - z_{пер} m_{пер}')/m_и.
\end{cases}\right\}
\tag{6}
$$

Контрольные приспособления (КП) для проверки стенда выполняют функцию воспроизведения, хранения и передачи единиц величин массы и конкретных координат центра масс.

Разность между действительными значениями КП и значениями, полученными при аттестации стенда, являются корректировочными поправками. Вычисленная во время аттестации погрешность с учетом поправок является погрешностью измерений стенда.

Контрольные приспособления КП1 и КП2 входят в состав ЗИП стенда, параметры КП (действительные значения масс и координаты ЦМ) приведены в их формулярах.

Каждое КП *1* (рис. 6) имеет два базовых фланца *1* и *2* и две пары цилиндрических штифтов *3–3'* и *4–4'*, выступающих из корпуса контрольного приспособления. Штифты каждой пары соосны друг другу, их общая ось симметрии материализует линию, на которой находится ЦМ КП. В зависимости от того, какой фланец используют для крепления КП, в одном КП материализуются две координаты ЦМ по оси *x*, при этом в обоих случаях координаты *y* и *z* равны нулю (точные значения координат ЦМ КП указаны в формулярах на КП).

Геометрические характеристики КП (базовые элементы конструкции, по которым задается система координат КП и координируются штифты, с помощью которых материализуются координаты ЦМ) обеспечиваются и контролируются при изготовлении.

Параметры КП могут быть проверены метрологической службой заказчика. Массы КП проверяют на массоизмерительных устройствах с паспортной точностью не хуже 0,01 %. Проверку номинальных значений координат ЦМ рекомендуется выполнять установкой КП штифтами на ножевые

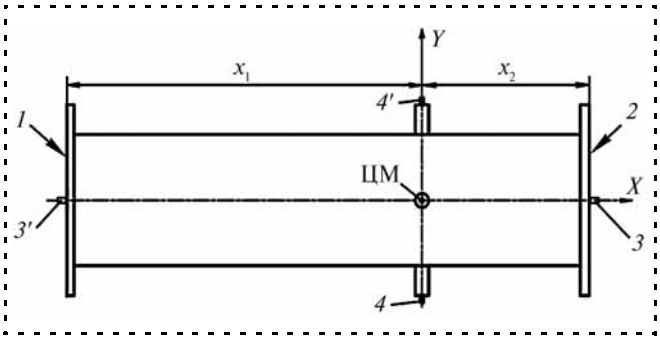


Рис. 6. Контрольное приспособление

опоры. Материал штифтов – сталь ШХ15, термообработка 55...60 HRC. Рекомендуемый материал ножевых опор – сталь ХВГ (ГОСТ 5950–73), термообработка 55...60 HRC. Рекомендуется устанавливать ножевые опоры в горизонтальное положение с погрешностью не более одной угловой минуты.

Перед установкой на опорные поверхности ножей КП должно быть подвешено на двух стропах крана в горизонтальном положении.

Приводят КП в состояние равновесия в горизонтальном положении оси, которая перпендикулярна оси балансировки. Отклонение этой перпендикулярной оси от горизонта не должно превышать пяти угловых градусов (контролируется визуально).

Остаточный дисбаланс определяют с помощью контрольного груза (рейтера), масса которого рассчитывается по формулам:

$$m_x = f_{\text{тр.кач}} \Delta x \frac{M_{\text{КП}}}{L_x}; \; m_y = f_{\text{тр.кач}} \Delta y \frac{M_{\text{КП}}}{L_y};$$

$$m_z = f_{\text{тр.кач}} \Delta z \frac{M_{\text{КП}}}{L_z},$$

где Δx, Δy и Δz – допуски на координаты ЦМ;

$f_{\text{тр.кач}}$ – коэффициент трения качения (для сталей $f_{\text{тр.кач}} = 0{,}01$);

$M_{\text{КП}}$ – масса контрольного приспособления;

L_x, L_y, L_z – расстояние от вертикальной плоскости, проходящей через ось балансировки, до мест установки контрольных грузов.

Проверку сбалансированности КП производят установкой контрольного груза последовательно с обеих сторон контрольного приспособления. После установки контрольного груза момент трения между штифтами и опорной поверхностью ножевых опор преодолевается и КП выходит из состояния неустойчивого равновесия.

Остаточный дисбаланс, указанный в формуляре КП, считается подтвержденным, если после установки контрольного груза по обе стороны от оси балансировки происходит отклонение КП от положения равновесия.

Расстояния от фланцев *1* и *2* до балансировочных штифтов *4* и *4'* необходимо измерить с точностью не ниже допуска.

На рис. 7, стр. 4 обложки, представлен общий вид стенда АСКМ.

Основные технические характеристики стенда следующие:

Диапазон масс испытываемых изделий, кг	100...1000
Диапазон горизонтальных координат ЦМ *Y* и *Z* испытываемых изделий, мм	± 40
Диапазон вертикальных координат ЦМ *X* испытываемых изделий, мм	100...1000
Погрешность определения массы изделия на стенде, кг	± 0,5
Погрешность определения горизонтальных координат ЦМ *Y* и *Z*, мм	± 0,3
Погрешность определения вертикальных координат ЦМ изделия *X*, мм	± 0,6
Габаритные размеры стенда (по фундаменту), мм	1200×1200
Высота стенда, мм	1200
Масса стенда с опорной плитой, кг, не более	1000
Электрическое сопротивление от фланца переходника до заземляющего контура, Ом, не более	0,1

Вывод

Представлено описание и характеристики стендового оборудования, предназначенного для определения действительных значений массы и трех координат ЦМ готовой продукции в сборочном производстве изделий специального машиностроения.

УДК 621.717

Д.А. Сазонов *(Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ))*
E-mail: das317@yandex.ru

Структура множества путей комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник"

Получено выражение для уравнения сопряжения в номерах селективных интервалов сопрягаемых параметров. Определена структура множества путей комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник".

The formula for the of connection in selectivity intervals indexes is obtained. The structure of matching ways array for selective assembling products such as "bearing" is obtained.

Ключевые слова: селективная сборка, задача комплектования.

Keywords: selective assembly, matching problem.

Под изделием типа "подшипник" понимают изделие, имеющее четырехзвенную размерную цепь. Понятие четырехзвенной размерной цепи имеет место в машиностроении в теории точности и функциональной взаимозаменяемости [1]. В последнее время в технической литературе чаще всего используются следующие понятия:

- уравнение сопряжения;
- сопрягаемый параметр;
- параметр сопряжения;
- трехпараметрическое сопряжение;
- трехпараметрическая задача комплектования [2].

Метод решения уравнения сопряжения определяет вид сборки изделий. Если для решения уравнения сопряжения применяется метод групповой или межгрупповой взаимозаменяемости, то мы имеем селективную сборку изделий.

Селективная сборка изделий получила научное обоснование, когда в середине 1970-х гг. были предложены метод межгрупповой взаимозаменяемости и задача комплектования, а задача получения максимального числа сборочных комплектов была представлена как задача Монжа–Канторовича с индикаторной функцией стоимости. Основные научные результаты по селективной сборке изделий с использованием метода межгрупповой взаимозаменяемости были получены в работе [3].

В статье [4] задача комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник" была сформулирована как задача Монжа–Канторовича.

В данной статье уравнение сопряжения предложено рассматривать в виде уравнения в числовых индексах, определяющих номера селективных интервалов сопрягаемых параметров, или в номерах селективных интервалов сопрягаемых параметров, а также определена структура множества путей комплектования, что позволяет разработать эвристические методы решения задачи комплектования.

Введем необходимые обозначения:

x_i — сопрягаемый параметр и его значение, $i = \overline{1, 3}$;

δx_i — поле допуска сопрягаемого параметра x_i, $\delta x_i = [-1, +1]$;

ξ_i — случайная величина, принимающая значение x_i сопрягаемого параметра и определенная на отрезке $[-1, +1]$;

$f_i(x_i)$ — функция распределения плотности вероятностей случайной величины ξ_i;

y — параметр сопряжения;

δy — поле допуска параметра сопряжения, $\delta y = [-3, +3]$;

η — случайная величина, принимающая значения y параметра сопряжения и определенная на отрезке $[-3, +3]$;

$\varphi(y)$ — функция распределения случайной величины η;

$f(x_1, x_2, x_3)$ — функция распределения случайной величины $\xi = (\xi_1, \xi_2, \xi_3)$, являющаяся решением задачи комплектования.

Покажем, что уравнение сопряжения

$$y = x_1 + x_2 + x_3 \qquad (1)$$

можно записать в номерах селективных интервалов сопрягаемых параметров. Разобьем поле допуска δx_i сопрягаемого параметра (отрезок [–1, +1]), на нечетное число $n = 2m + 1$ селективных интервалов одинаковой длины Δ:

$$\Delta = \frac{2}{n} = \frac{2}{2m+1},$$

где m – произвольное целое положительное число.

Значения x_i сопрягаемого параметра в точках деления отрезка обозначим $x_{ij_i}, j_i = \overline{0, n}$.

Индекс j_i определяет и номер селективного интервала, $j_i = \overline{1, n}$.

Для j_i-го селективного интервала $\left[x_{ij_{i-1}}, x_{ij_i}\right]$ определим значение $\bar{x}_{ij_i}$ как

$$\bar{x}_{ij_i} = \frac{x_{ij_{i-2}} + x_{ij_i}}{2}, \quad j_i = \overline{1, n}.$$

Индекс j_i определяет последовательную нумерацию селективных интервалов и значений $x_{ij_i}, \bar{x}_{ij_i}$.

Чтобы не вводить новых обозначений для индексов, будем считать в дальнейшем, что индекс j_i определяет и симметричную нумерацию селективных интервалов и значений $\bar{x}_{ij_i}, j_i = \overline{-m, m}$.

Если дискретная функция распределения $f_i(x_i)$ принимает значения $\bar{x}_{ij_i}$, т. е. $f_i(\bar{x}_{ij_i})$, то дискретная функция распределения $\bar{\varphi}(y)$ примет значения y_k, т. е. $\bar{\varphi}(y_k)$.

Значения y_k могут быть получены из уравнения сопряжения (1),

$$y_k = \bar{x}_{1_{j_1}} + \bar{x}_{2_{j_2}} + \bar{x}_{3_{j_3}}, \quad j_i = \overline{-m, m}, \quad k = \overline{-3m, 3m}. \qquad (2)$$

Так как для номеров селективных интервалов сопрягаемых параметров и номеров интервалов параметра сопряжения принята симметричная нумерация, то уравнение сопряжения (2) можно записать в номерах селективных интервалов сопрягаемых параметров и интервалов параметра сопряжения:

$$j_1 + j_2 + j_3 = k, \quad j_i = \overline{-m, m}, \quad k = \overline{-3m, 3m}. \qquad (3)$$

При этом поле допуска δy параметра сопряжения можно разбить на $3n$ интервалов одинаковой длины Δ.

Очевидно, что $y_{-3m} = -3 + 3/2\Delta$, $y_0 = 0$, $y_{3m} = 3 - -3/2\Delta$.

Если значения x_i сопрягаемого параметра принадлежат селективному интервалу $\left[x_{ij_{i-1}}, x_{ij_i}\right]$, то значения y параметра сопряжения будут принадлежать интервалу $[y_k - 3/2\Delta, y_k + 3/2\Delta]$ при условии выполнения уравнения сопряжения (3). Поле допуска δy параметра сопряжения – отрезок [–3, +3] — в этом случае разобьется на $3n - 2$ отрезков $[y_k - 3/2\Delta, y_k + 3/2\Delta]$, которые будут иметь пересечения.

Использование симметричной нумерации для обозначения номеров селективных интервалов сопрягаемых параметров при изучении трехпараметрической задачи комплектования дает возможность понять структуру множества путей комплектования.

Симметричную нумерацию селективных интервалов для трехпараметрической задачи комплектования используют при сборке подшипников [5].

Кроме того, в пользу введения симметричной нумерации говорит и тот факт, что теорию селективной сборки разрабатывают для относительной нормированной системы полей допусков [3], которая является симметричной и в которой отклонения от номинальных значений сопрягаемых параметров могут принимать как положительные, так и отрицательные значения.

Рассмотрим структуру множества путей комплектования S дискретной задачи комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник".

Пусть решением непрерывной задачи комплектования является функция $f(x_1, x_2, x_3)$.

При дискретизации функции распределения $f(x_1, x_2, x_3)$ в качестве значений, которые принимает дискретная функция распределения $\bar{f}(x_1, x_2, x_3)$, возьмем значения $\bar{x}_{1_{j_1}}, \bar{x}_{2_{j_2}}, \bar{x}_{3_{j_3}}$, т. е. получим дискретную функцию распределения $\bar{f}(\bar{x}_{1_{j_1}}, \bar{x}_{2_{j_2}}, \bar{x}_{3_{j_3}})$.

Совокупность значений $\left(\bar{x}_{1_{j_1}}, \bar{x}_{2_{j_2}}, \bar{x}_{3_{j_3}}\right)$ определяет точку $M_k(\bar{x}_{1_{j_1}}, \bar{x}_{2_{j_2}}, \bar{x}_{3_{j_3}})$ в трехмерном поле допуска сопрягаемых параметров, а именно в трехмерном селективном интервале. Выберем совокупность точек M, для которых при фиксированном значении k выполняется условие (3).

Эти точки обозначим $M_k\left(\bar{x}_{1_{j_1}}, \bar{x}_{2_{j_2}}, \bar{x}_{3_{j_3}}\right)$. Через точки $M_k\left(\bar{x}_{1_{j_1}}, \bar{x}_{2_{j_2}}, \bar{x}_{3_{j_3}}\right)$ проведем плоскость P_k, которая пересечет грани куба, ограничивающего трехмерное поле допуска сопрягаемых параметров (рис. 1).

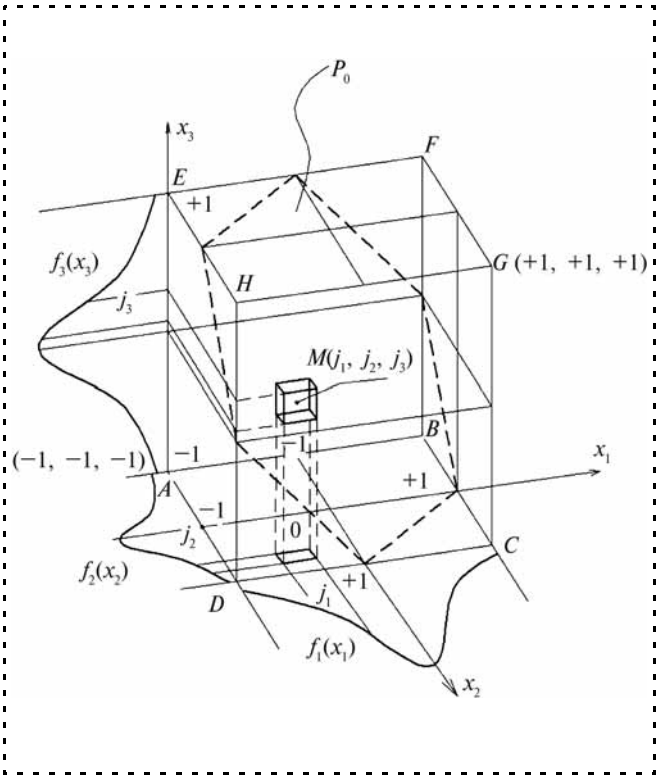


Рис. 1. Трехмерное поле допуска сопрягаемых параметров x_i

В плоскости, находящейся внутри куба, будут находиться все точки $M_k\left(\bar{x}_{1_{j_1}}, \bar{x}_{2_{j_2}}, \bar{x}_{3_{j_3}}\right)$, для которых будет выполняться условие (3) для фиксированного значения k. Точки $M_k\left(\bar{x}_{1_{j_1}}, \bar{x}_{2_{j_2}}, \bar{x}_{3_{j_3}}\right)$ также определяют и путь комплектования $s_k(j_1, j_2, j_3)$. Совокупность путей комплектования $s_k(j_1, j_2, j_3)$ при фиксированном значении k определяет множество путей комплектования S_k, $k = \overline{-3m, 3m}$.

Общее число множеств S_k задачи комплектования обозначим K, $K = 6m + 1$.

Общее число путей комплектования для задачи комплектования обозначим N, $N = n^3$.

Число путей комплектования, образующих множество S_k, обозначим N_k,

$$N = \sum_{k=-3m}^{3m} N_k.$$

Для рассматриваемой задачи комплектования очевидно, что $N_k = N_{-k}$.

Обозначим через $\tilde{S}_k$ расширенное множество путей комплектования, образованное при объединении множеств S_i, причем l принимает значения от $-k$ до $+k$, т. е.

$$\tilde{S}_k = \bigcup_{l=-k}^{+k} S_l.$$

Число путей комплектования, образующих множество $\tilde{S}_k$, обозначим $\tilde{N}_k$:

$$\tilde{N}_k = \bigcup_{l=-k}^{+k} N_l.$$

При увеличении индекса k (что эквивалентно увеличению поля допуска δy на параметр сопряжения) число путей комплектования $\tilde{N}_k$ увеличивается.

Обозначим t_k отношение числа путей комплектования $\tilde{N}_k$ для расширенного множества $\tilde{S}_k$ к общему числу путей комплектования N задачи комплектования.

Зависимость параметров комплектования, содержащихся в множестве S_k от значений k

Параметр	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
N_k	331	330	327	322	315	306	295	282	267	250	231
$\tilde{N}_k$	–	991	1645	2289	2919	3531	4121	4685	5218	5719	6181
t_k	0,0357	0,107	0,1776	0,2471	0,3152	0,3813	0,445	0,5059	0,5635	0,6175	0,6674
Параметр		11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
N_k		210	190	171	153	136	120	105	91	78	66
$\tilde{N}_k$		6601	6981	7323	7629	7901	8141	8351	8533	8689	8821
t_k		0,7128	0,7538	0,7907	0,8238	0,8531	0,8791	0,9017	0,9214	0,9382	0,9525
Параметр		21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
N_k		55	45	36	28	21	15	10	6	3	1
$\tilde{N}_k$		8931	9021	9093	9149	9191	9221	9241	9253	9259	9261
t_k		0,9644	0,9741	0,9818	0,9879	0,9925	0,9957	0,9978	0,9991	0,9998	1,0

Рассмотрим множества S_k на конкретном примере. Пусть $m = 10$, тогда $N = n^3 = 9261$.

Общее число множеств S_k равно K, $K = 6m + 1 = 61$.

В таблице приведены зависимости от значений k:

- числа путей комплектования N_k множества S_k;
- числа путей комплектования $\tilde{N}_k$ для расширенного множества $\tilde{S}_k$;
- параметра t_k.

При построении таблицы учитывалось, что $S_{-k} = S_k$.

Определение числа путей комплектования N_k для конкретного множества S_k не представляет сложности и определяется простым суммированием.

Из зависимости, представленной на рис. 2, видно, что основной прирост путей комплектования происходит при значении $k < 15$. Дальнейшее увеличение k не приводит к существенному увеличению путей комплектования, что существенно не влияет на нахождение эвристических методов решения дискретной задачи комплектования.

На рис. 3, на стр. 4 обложки показаны плоскости, полученные в результате компьютерного моделирования точек $M_0\left(\bar{x}_{1_{j_1}}, \bar{x}_{2_{j_2}}, \bar{x}_{3_{j_3}}\right)$ и $M_{1S}(\bar{x}_{1_{j_1}}, \bar{x}_{2_{j_2}}, \bar{x}_{3_{j_3}})$ в трехмерном поле допуска сопрягаемых параметров.

Представление множества путей комплектования S для трехпараметрической задачи комплектования в виде определенной структуры было достигнуто за счет выбора уравнения сопряжения

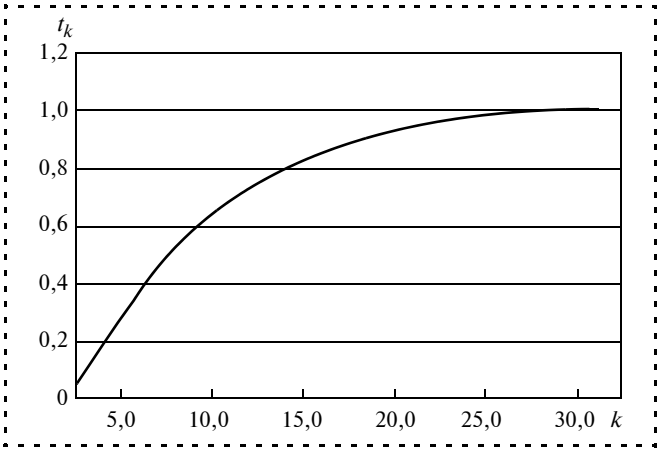


Рис. 2. Зависимость t_k (отношение числа путей комплектования $\tilde{N}$ к общему числу путей комплектования N) от значений k

вида $y = x_1 + x_2 + x_3$ и при условии выбора одинаковых по длине селективных интервалов сопрягаемых параметров.

Выводы

1. *Получено выражение для уравнения сопряжения в номерах селективных интервалов сопрягаемых параметров при условии выбора уравнения сопряжения вида* $y = x_1 + x_2 + x_3$ *и одинаковых по длине селективных интервалов сопрягаемых параметров.*

2. *Определена структура множества путей комплектования для трехпараметрической задачи сопряжения.*

Библиографический список

1. **Якушев А.И.** Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение, 1979. 343 с.
2. **Катковник В.Я., Савченко А.И.** Основы теории селективной сборки. Л.: Политехника, 1991. 303 с.
3. **Сорокин М.Н.** Алгоритмизация комплектования в системах управления технологическим процессом селективной сборки изделий. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М., 1989. 42 с.
4. **Сорокин М.Н., Колтунов И.И., Сазонов Д.А., Урманова Д.И.** Математическая постановка задачи комплектования при селективной сборке изделий типа "подшипник" // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 3. С. 40–43.
5. **Бонч-Осмоловский М.А.** Селективная сборка. М.: Машиностроение, 1974. 142 с.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

ОСНОВЫ ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УЧЕБНИК **В.Ф. Безъязычный**

2013 г. Объем 568 с. Формат 60x88 1/16 Переплет ISBN 978-5-94275-669-7 Цена 1000 р.

Изложены основы технологии машиностроения в соответствии с программой учебного курса. Даны основные понятия и положения, основы базирования, основы проектирования технологических процессов, общие принципы обработки деталей, причины возникновения погрешностей при механической обработке. Приведены расчет режимов резания, методика выбора способа обработки деталей, основы технического нормирования, пути повышения производительности станочных операций. Показана последовательность проектирования технологических процессов сборки.

Для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров «Конструкторско-технологическое обеспечение».

Приобрести книгу в издательстве можно, прислав заявку:

по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru

Дополнительная информация по телефонам: (499) 269-52-98, 269-66-00 и на сайте WWW.MASHIN.RU

УДК 621.9.025

А.Р. Маслов, *д-р техн. наук (МГТУ "СТАНКИН")*
E-mail: vestnik@stankin.ru

Динамические характеристики сборок "шпиндель металлорежущего станка – инструментальная оправка"*

Приведены результаты исследований динамических свойств эквивалентной упругой системы станка из-за угловых зазоров в коническом соединении сборок инструментальных оправок со шпинделем. Выполнен анализ амплитудно-фазовых частотных характеристик системы для различных вариантов сборок.

Results of research of dynamic properties of equivalent elastic system of the machine due to angular clearances in a conical connection with spindle-instrumental mandrel assemblies. Analysis of amplitude and phase frequency characteristics for different versions of assemblies.

Ключевые слова: динамическая характеристика, сборка, шпиндель, инструментальная оправка.

Keywords: dynamic characteristics, assembly, spindle, instrumental mandrel.

Введение

Более 20 % металлорежущих станков, выпускаемых для обработки сложных деталей, снабжены шпиндельными узлами, обеспечивающими вращение режущего инструмента с частотой до 25 тыс. мин$^{-1}$ [1–4]. Базирование и закрепление оправок, служащих для крепления режущего инструмента, осуществляют с помощью механизма [5], представленного на рис. 1.

После установки конуса оправки *1* в конусе шпинделя *2* нажимная втулка *4* перемещается вправо и воздействует на кулачки *3*, которые контактируют с коническими поверхностями *7* конуса и *6* шпинделя, обеспечивая геометрическое замыкание усилия зажима между торцом *9* и поверхностями *6* шпинделя.

Конические поверхности *8* и *5* нажимной втулки и кулачков 3 с углами конусов, равными 20°, обеспечивают равномерное и симметричное сопряжение конусов оправки и шпинделя силами P_0, создавая сборку для выполнения конкретного технологического перехода, например, растачивания точного отверстия. Схема сборки представлена на рис. 2.

Из-за углового зазора $2\Delta\alpha$, образующегося из-за разности углов уклона наружного конуса оправки α_1 и внутреннего конуса шпинделя, контакт осуществляется не по всей длине конического соединения l_3, а на ограниченной длине x [6].

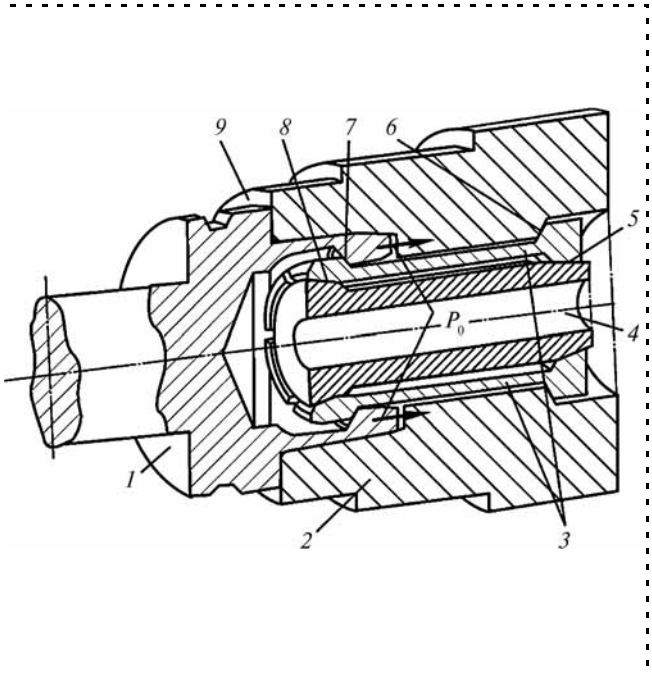


Рис. 1. Механизм сборки оправки со шпинделем

* Данная работа финансировалась Министерством образования и науки РФ в рамках государственного задания в сфере научной деятельности ФГБОУ ВПО МГТУ "СТАНКИН".

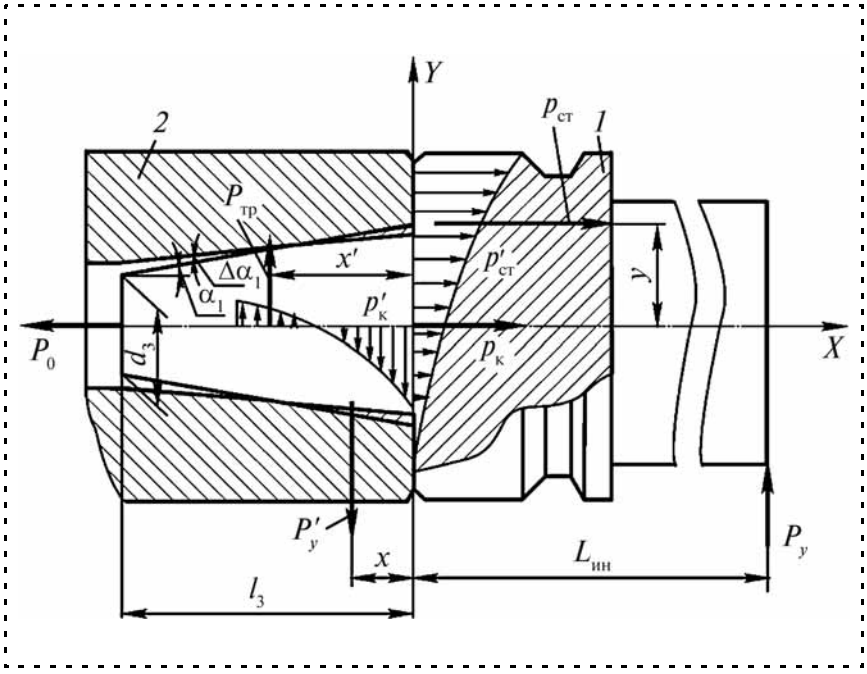


Рис. 2. Схема сборки после затягивания осевой силой P_0 и воздействия силы P_y:
1 – оправка; *2* – шпиндель

По данным работы [7], для $P_0 = 9$ кН и углового зазора $\Delta\alpha$ в пределах допуска по степени точности АТ4 по ГОСТ Р 19860–93 $p_к = 9{,}6$ МПа для конуса с длиной контакта $x = 0{,}6l_3$. Из результатов моделирования в работе [8] следует, что начальные удельные давления $p_{ст}$ в торцовом стыке не превышают $0{,}2p_к$.

После приложения к коническому соединению переменной внешней силы P_y происходит перераспределение удельных давлений и контактных деформаций. В плоскости *YOX* сила P_y на вылете $L_{ин}$ оправки вызывает в торцовом стыке реактивные опрокидывающие моменты $P_{ст}y$, $P_{тр}x'$ и $P'_y x$. В результате нарушения баланса сил равнодействующая $P_к$ циклически превышает силу закрепления P_0. Происходит частичное раскрытие конического соединения, соотношение $p_к/p_{ст}$ уменьшается до 1,3 и в коническом соединении возникают микроперемещения, которые тем больше, чем больше сила P_y. В результате в передней части конуса появляется циклически изменяющееся дополнительное удельное давление $p'_к$, что должно приводить к изменению динамических характеристик сборок по сравнению со статическими. Проверяли это предположение экспериментально.

Основная часть

Для определения влияния угловых зазоров в коническом соединении изготовили экспериментальные оправки с различными отклонениями конических поверхностей оправок в пересчете на 100 мм длины конуса (см. таблицу). Разность углов конусов $2\Delta\alpha$ со знаком "минус" означает наибольший контакт по малому диаметру d_3 конусов оправок, а со знаком "плюс" – по большому диаметру (см. рис. 2).

Оценку изменения динамических свойств эквивалентной упругой системы (ЭУС) станка из-за погрешностей конического соединения производили по амплитудно-фазовым частотным характеристикам (АФЧХ).

Для уменьшения влияния несущей системы АФЧХ использовали станок "Willemin-Macodel" модели 528S, обладающий хорошей динамической

Отклонения углов конусов шпинделя и оправок

Номер оправки	Отклонения угла $2\alpha_1$ конуса оправки, мкм	Отклонения угла конуса шпинделя, мкм	Разность углов конусов $2\Delta\alpha$, мкм
1	–14	–4	–18
2	–8		–12
3	–4		–8
4	+4		0
5	+16		+12
6	+20		+16

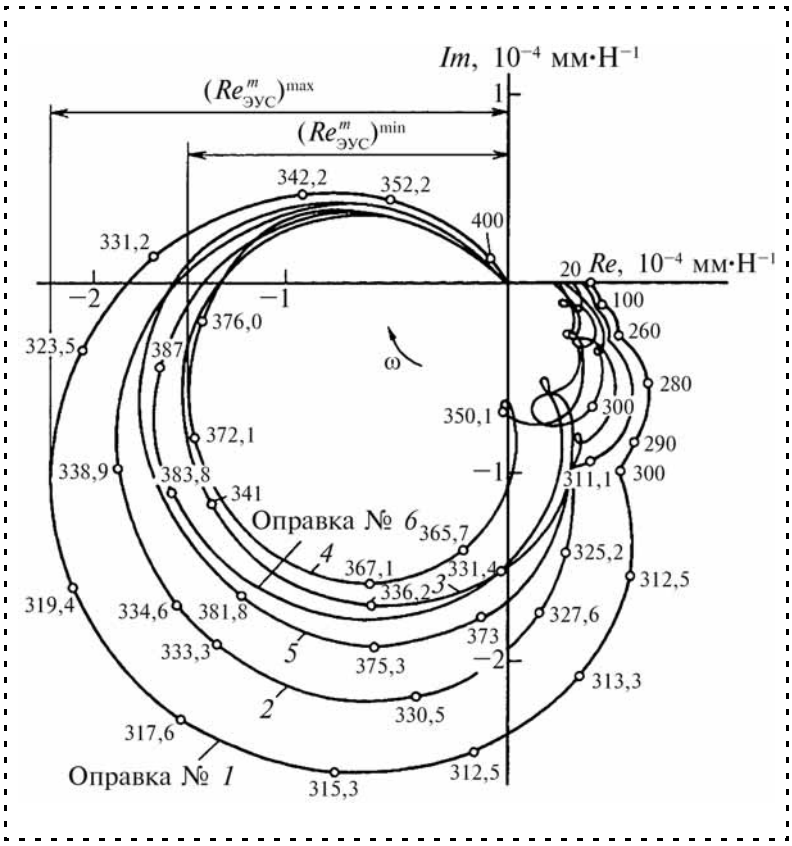


Рис. 3. Зависимость АФЧХ ЭУС от погрешности изготовления угла конуса закрепленной оправки:

номер оправки – см. таблицу; *Im* – мнимая часть; *Re* – вещественная часть

жесткостью. Оправки с отклонениями углов конусов (см. таблицу) закрепляли в шпинделе станка с постоянной силой P_0. С помощью пьезоэлектрического контактного вибратора к оправкам на расстоянии $L_{ин}$ = 100 мм от торца шпинделя прикладывали радиальную силу P_y = 1 кН с переменной составляющей ± 100 Н с частотой от 20 до 600 с$^{-1}$. На рис. 3 показана АФЧХ ЭУС станка без вращения шпинделя.

Оправки поочередно закрепляли в конусе шпинделя с постоянной силой затяжки и для каждой из них определяли АФЧХ. С увеличением разности 2Δα происходит уменьшение статической и динамической жесткости системы. При этом также изменяется значение резонансной частоты потенциально неустойчивой формы колебаний. Минимум динамической податливости системы соответствует минимальной разности 2Δα углов конуса оправки и шпинделя.

Взаимосвязь параметров АФЧХ и разности 2Δα углов конусов объясняется тем, что перемещение площадки контакта в соединении к началу стыка приводит к увеличению жесткости соединения и в целом системы. Увеличение частоты резонанса вызывается как возрастанием жесткости "заделки", так и уменьшением фактического вылета оправки, определяющего значение приведенной массы в точке измерения АФЧХ.

При разности углов, близкой к нулю, сопряжение конусов осуществляется по всей номинальной поверхности соединения. В этом случае площадь соединения близка к максимальной, а характеристика АФЧХ близка к оптимальной. При этом четко прослеживается влияние других узлов станка, так как увеличивается передача колебаний через коническое соединение. В целом при изменении разности углов конусов в интервале 42″ параметры АФЧХ изменяются на 40 %.

Зависимость АФЧХ ЭУС от изменения угла конуса оправки определяли также при частоте вращения шпинделя ω = = 2000 мин$^{-1}$. Характер изменения параметров АФЧХ остается таким же, как и без вращения шпинделя, однако их значение изменяется менее существенно – не более, чем на 25 %.

При растачивании заготовок из стали 45 твердосплавным резцом с частотой вращения 660 мин$^{-1}$ и подачей 0,15 мм/об было выявлено, что при положительной разности 2Δα между внутренним и наружным конусом, когда наибольший контакт осуществляется в передней части конического соединения, наблюдается уменьшение разброса шероховатости обработанных поверхностей [6], что можно объяснить демпфированием колебаний, возникающих при резании, из-за появления дополнительных координатных связей в ЕУС, влияющих на динамику обработки.

Заключение

Сопоставление динамических характеристик сборок "шпиндель – оправка" показывает, что при сопряжении конусов по большому диаметру вызывается меньшее изменение параметров АФЧХ, что обеспечивает более высокую жесткость системы, и, следовательно, повышенную точность обработки.

С точки зрения повышения виброустойчивости сборок "шпиндель – оправка" необходимо создавать оптимальный натяг в коническом соединении, при котором возникает максимальный демпфирующий эффект, что особенно важно при окончательном растачивании точных отверстий. Требование к оптимизации возникает из-за противоречивого влияния угловых зазоров на характеристики сборки: с одной стороны, наличие угловых зазоров снижает жесткость, а с другой – увеличивается рассеяние энергии колебаний за счет потерь на внутреннее трение.

Библиографический список

1. **Григорьев С.Н.** Проблемы и перспективы развития отечественного машиностроительного производства // Справочник. Инженерный журнал с приложением, 2011, № 12. С. 3–7.
2. **Zavgorodnii V.I., Kozochkin M.P., Maslov A.R., Sabirov F.S.** Influence of the dynamic characteristics of the tool and the blank on the vibroacoustic monitoring of cutting // Russian engineering research. 2010. № 9. P. 939–943.
3. **Grigoriev S.N., Sinopalnikov V.A., Tereshin M.V., Gurin V.D.** Control of parameters of the cutting process on the basis of diagnostics of the machine tool and workpiece // Measurement techniques. 2012. № 5. P. 555–558.
4. **Kozochkin M.P., Porvatov A.N., Sabirov F.S.** The fitting of technological equipment with data-measuring systems // Measurement techniques. 2012. № 5. P. 530–534.
5. **Гиловой Л.Я., Молодцов В.В.** Исследование влияния центробежных сил на эксплуатационные свойства соединения HSK методами имитационного моделирования // СТИН. 2011. № 12. С. 2–7.
6. **Григорьев С.Н., Кохомский М.В., Маслов А.Р.** Инструментальная оснастка станков с ЧПУ: справочник / Под общ. ред. А.Р. Маслова. М.: Машиностроение, 2006. 544 с.
7. **Маслов А.Р.** Инструментальные системы машиностроительных производств: учебник. / М.: Машиностроение, 2006, 336 с.
8. **Беляев М.П., Молодцов В.В., Шугаев С.А.** Исследование методами имитационного моделирования эксплуатационных свойств соединения "шпиндель – инструментальная оправка" станков с ЧПУ // СТИН. 2009. № 8. С. 7–13.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

ЛАБОРАТОРНЫЕ И ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ ПО ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ **В.Ф. Безъязычный, В.В. Непомилуев, А.Н. Семенов и др.**

2013 г. Объем 600 с. Формат 60x88 1/16 Переплет ISBN 978-5-94275-697-0 Цена 1000 р.

В учебном пособии приведено содержание возможных лабораторных и практических работ по технологии машиностроения, в которых нашли отражение вопросы обеспечения и исследования точности обработки и качества поверхностного слоя обрабатываемых деталей, а также вопросы технологического обеспечения эксплуатационных свойств деталей машин.

Предназначено для студентов машиностроительных вузов, обучающихся по направлению «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств».

Приобрести книгу в издательстве можно, прислав заявку:

по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru

Дополнительная информация по телефонам: (499) 269-52-98, 269-66-00 и на сайте WWW.MASHIN.RU

УДК 621.88/89

С.Я. Березин, *д-р техн. наук,* **А.Р. Карпов**
(Забайкальский государственный университет)
E-mail: Berlog_berezin2011@mail.ru

Резьбовые соединения с периодическим контактом волнистого винтового профиля одной из деталей

Представлены результаты анализа возможных технологий получения волнообразных винтовых профилей наружных и внутренних резьб для целевой разработки соединений с определенными конструктивными и эксплуатационными свойствами. Приведен патентный анализ подобных разработок и опыт механической обработки изделий с периодическим винтовым профилем для сборки соединений с натягом.

Results of the analysis of possible technologies of receiving wave-form screws of external and internal threads for target development of connections with certain constructive and operational properties are presented. The patent analysis of similar development and experience of machining of products with a periodic screw profile for assembly of connections with a tightness is provided.

Ключевые слова: резьба, образец, напряжения, виброустойчивость, соединение с натягом, обработка резьбы, станок с ЧПУ, планетарное резьбофрезерование, плоское накатывание резьбы, резьбовыдавливание, соединение.

Keywords: thread, sample, tensions, vibration resistance, connection with a tightness, thread processing, CNC machine, orbital milling thread, flat pressing thread, tapping screw, connection.

Динамические нагрузки, действующие в резьбовых соединениях, вызывают снижение усилий затяжки и нарушение плотности стыков. Масса отечественных и зарубежных исследований показывают, что интенсивность снижения вибростойкости определяется совокупностью факторов, которую можно разделить на три группы.

К *первой группе* относят процессы, связанные со снижением сил трения в резьбовом контакте в вибрационном поле. *Вторую группу* связывают с пластификацией микронеровностей в контакте витков и стыка, а *третью* – с процессами виброползучести и релаксации напряжений [1, 2].

Существуют технологические и конструктивные способы обеспечения вибростойкости резьбовых соединений, описанные в многочисленных научно-технических изданиях. Традиционные способы общеизвестны и связаны с процессами обеспечения эксплуатационных характеристик соединений различными способами стопорения, регламентации усилий предварительной и повторных затяжек, обжатий стыков и т. д. Все они ориентированы на соединения, несущие стандартную резьбу с регулярной геометрией профиля.

В патентной литературе встречаются описания соединений, которые образуются резьбовыми стержнями с изменяемой геометрией витковых профилей. Винтовая нарезка таких крепежных деталей имеет волнистый профиль, амплитуда волн которого может изменяться по длине резьбы. Посадочная часть может быть сформирована различными участками, профили которых отличаются своей конфигурацией. Как правило, такие крепежные детали относятся к классу резьбовыдавливающих (self-tapping fasteners) и после образования внутренней резьбы в гнезде их участки начинают взаимодействовать друг с другом, обеспечивая надежное стопорение и устойчивость к вибрационным нагрузкам.

Однако известны и обычные соединения, в которых волнистый профиль резьбы стержня служит для обеспечения плотной посадки ответной детали. К таким примерам можно отнести авторские свидетельства и патенты: а.с. 678201 (1979 г.); а.с. 800446 (1981 г.); US 3850074 (1974 г.) — рис. 1, *а*; US 4136416 (1979 г.); US 4258607 (1981 г.) — рис. 1, *б*; а.с. US 7326014 (2008 г.) – рис. 1, *в*; а. с. US 7914244 (2011 г.) – рис. 1, *г* и др. В них описаны базирующие резьбовые оправки для механической обработки, резьбовыдавливающие винты с участками

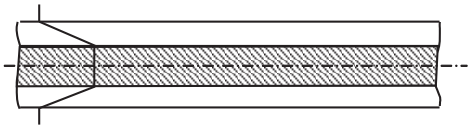
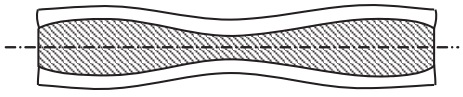
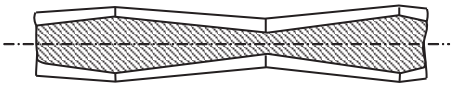
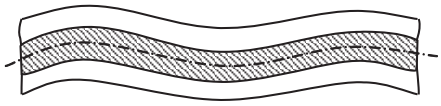
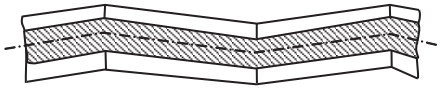
разного профиля, создающие растягивающие напряжения между участками, самостопорящие винты для электрических клеммных зажимов и др.

Эксплуатационные свойства соединений с периодическим контактом по волнистым профилям мало изучены и, кроме того, имеется значительное число вариантов получения нестандартных резьбовых профилей с изменяемой геометрией винтовой нарезки. Например, вершины волн могут располагаться по наружному диаметру резьбы и отсутствовать по внутреннему, а также наоборот – быть гладкими по наружному диаметру и плавно переходить к внутреннему диаметру. Они также могут иметь равную амплитуду по всей высоте профиля витка. Имеется масса и других вариантов геометрии.

Попытки систематизации этих конфигураций привели к созданию классификатора крепежно-резьбообразующих деталей [3], который обладает возможностью морфологической генерации нужных форм, исходя из тех задач, которые должно решать соединение. Классификатор имеет систему конструктивных признаков, описывающих такие элементы, как формы поперечных сечений резьбового стержня, сечений витков резьбы по участкам, а также формы продольных сечений витков в развертке. Фрагмент описания последнего признака приведен в таблице.

Таким образом, на основании таблицы можно отнести винт, показанный на рис. 1, *г*, к нарезке с кодом К22.Х.331.2. Это так называемый волнистый профиль, амплитуда которого равна или немногим превышает значение зазора в резьбе по среднему диаметру. Применение крепежных деталей со специальными типами профилей решает множество технических задач по сборке и эксплу-

Типы продольных сечений резьбовых витков

Характер изменений	Формы продольных сечений витка	Код
Стандартное сечение		К22.Х.31ХХ
Периодическое симметричное		К22.Х.321Х
		К22.Х.322Х
Периодическое асимметричное (волнистое) с постоянной амплитудой по длине нарезки		К22.Х.331.1
		К22.Х.332.1
То же, с переменной амплитудой		К22.Х.331.2 К22.Х.332.2
Апериодические и фасонные		К22.Х.34ХХ

Первая буква Х – код признака участка резьбового стержня, последующие буквы Х – коды вторичных конструктивных признаков.

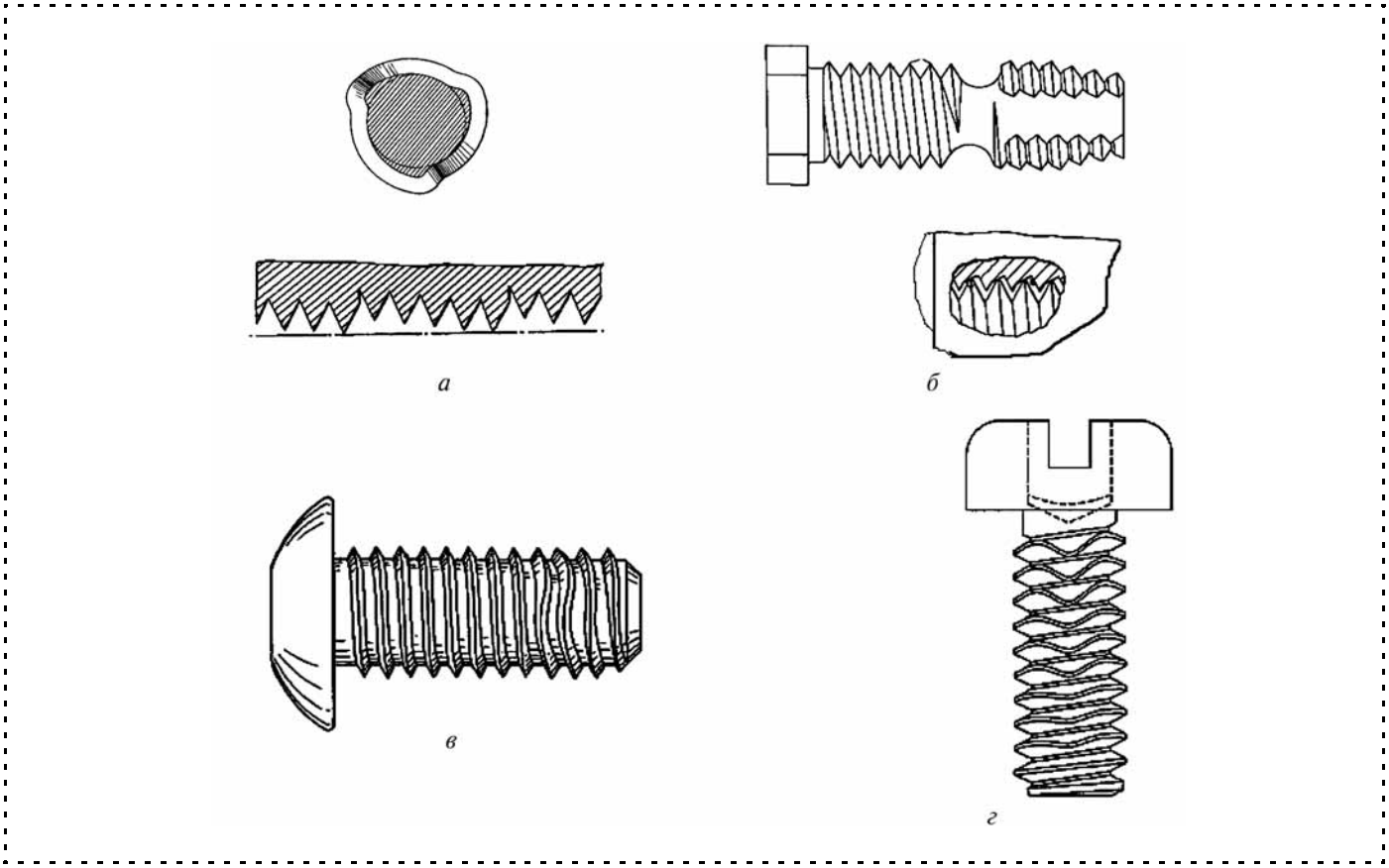


Рис. 1. Патенты на крепежные изделия, устойчивые к отвинчиванию

атации резьбовых соединений. Можно создавать условия для компенсации торсионного (остаточного) момента в затянутом соединении, выравнивания контактных напряжений по длине нарезки, повышения или снижения осевой податливости стержня при затяжке, можно устанавливать необходимый закон распределения контактных напряжений по длине резьбы, повышать вибрационную устойчивость соединения и решать другие задачи.

Для создания виброустойчивых соединений с натягом необходимо устанавливать определенную амплитуду волнистого профиля. На рис. 2 показаны две составляющие амплитуды.

Исходя из этого, можно рассчитать требуемые значения амплитуды волнистости A_{max}, которая будет включать две составляющие:

$$A_{max} = \Delta_в + \Delta_з, \quad (1)$$

где $\Delta_в$ – значение упругого контактного внедрения выступов в гладкую поверхность ответной детали;

$\Delta_з$ – средневероятностный зазор по боковым сторонам витков в пределах посадки по ГОСТ 16093–2004.

Например, для соединения с резьбой М10 по посадке 6Н/6g и 80%-ной вероятности, зазор будет равен 160...170 мкм.

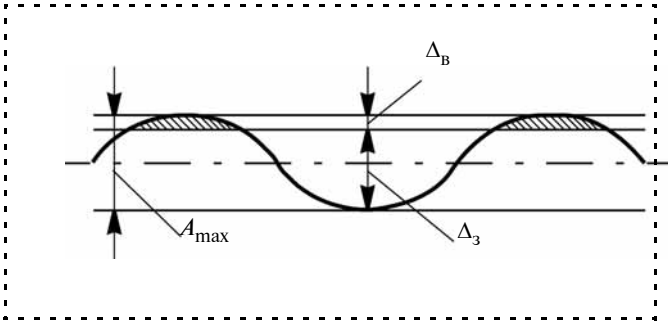


Рис. 2. Параметры волнистого профиля для соединений с натягом

Величину $\Delta_в$ определяют с учетом формулы Герца для упругой контактной деформации в виде

$$\Delta_в = 1{,}2Ra + \sqrt[\frac{3}{2}]{\frac{P}{k}}, \qquad (2)$$

где Ra – параметр шероховатости;

P – усилие внедрения выступа;

k – параметр контактной жесткости, $k = 2(1 - \mu^2)/E$. Здесь μ – коэффициент Пуассона более мягкого материала; E – модуль упругости.

Для соединения с гнездом из стали 20 и винтом из стали 38ХА величина $\Delta_в$ составит 30...50 мкм. Таким образом, суммарные значения амплитуды волнистости для резьбы М10 будут находиться в пределах 200...220 мкм.

Такие соединения обладают плотной посадкой и не создают значительных крутящих моментов при сборке, характерных для стандартных соединений с натягом по ГОСТ 4608–81. Однако они обладают высоким стопорящим моментом за счет локального внедрения вершин волнистого профиля в области верхних витков при затяжке соединения на глубину $\Delta_в + \Delta_Q$, где Δ_Q – глубина внедрения от усилия затяжки.

Волнистый профиль на стержневых деталях накатывается на плосконакатных станках плашками, имеющими участки с соответствующими профилями. Имеется масса примеров плоской накатки и более сложных, например самостопорящихся резьбовых профилей, если судить по патентам США и других стран: а.с. СССР № 844 842 (1981 г.), патенты US 3 653 241 (1972 г.), US 3 693 389 (1972 г.), US 3 789 644 (1974 г.) и пр. Однако если для стержневых деталей проблема получения наружных фасонных резьбовых профилей давно решена, то для внутренних резьб таких примеров обнаружено очень ограниченное число.

В частности известно а.с. СССР № 617 621 (1978 г.), в котором оговаривалось, что волнистый профиль можно получать и в гайках. Проблема получения внутренних резьб с изменяемой геометрией винтовой линии до сих пор не решена, хотя такие нарезки имеют определенные перспективы в целевом проектировании соединений, когда их эксплуатационные и конструктивные свойства закладываются на этапе разработки.

Технология планетарного резьбофрезерования на станках с ЧПУ открывает широкие возможности получения качественных внутренних резьб [4]. Она особенно актуальна при механической обработке сложных корпусных деталей при значительном числе крепежных и других резьбовых отверстий.

Планетарное резьбофрезерование начали внедрять еще в середине XX в. Первые патенты были реализованы на основе специальных навесных головок к сверлильным и токарным станкам с орбитальным движением шпинделя – см. патенты США US 4 125 057 (1978 г.), US 5 429 457 (1995 г.) и др. В дальнейшем, с развитием программного обеспечения станков с ЧПУ, технологию стали широко использовать для планетарной наружной и внутренней резьбообработки – см. патент РФ 2300449 (2007 г.), US 2010/0260568 (2010 г.), US 8 142 119 (2012 г.) и др.

Однако существующая информация касается только способов обработки резьб с идеальной цилиндрической или конической образующей винтовой линии, т. е. для обычных резьб под стандартные посадки. Информации по обработке с периодическими или нерегулярными профилями в известных источниках и в патентных базах пока не обнаружено.

Учитывая перспективность соединений с такими винтовыми нарезками, весьма актуальной задачей становится и освоение технологии их обработки, сборки и испытаний. Математика современного программного обеспечения позволяет производить нанесение нерегулярной волнистости на боковые поверхности витков внутренней и наружной резьбы. Применяется тот же способ планетарного фрезерования однозубыми концевыми фрезами, например, TMSD компании "Vargus" или трехзубыми концевыми фрезами "CoroMill 327" компании "Sandvik Coromant" с модулированной вертикальной или радиальной подачей по шагу.

Пример обработки и образец внутреннего резьбового профиля со специально увеличенной (гипертрофированной) амплитудой волнистости для

эффекта ее заметности приведен на рис. 3. В реальных условиях амплитуда составляет 100...200 мкм и практически незаметна. Обработку резьбы производили в лаборатории автоматизации Забайкальского государственного университета на трехкоординатном вертикально-фрезерном станке "Sieg" с модулированной вертикальной подачей однозубой резьбовой фрезой.

Таким образом, технология получения резьбовых соединений с натягом на основе периодического контакта по волнистому профилю возможна путем нанесения его как на стержневые крепежные детали, так и на внутренние резьбы отверстий.

Специальные крепежные изделия на стержневых деталях можно получать и на токарно-фрезерных станках с ЧПУ, оснащенных приводными фрезерными головками для однониточных дисковых резьбовых фрез. Обработку производят с модулированной шаговой подачей. Возможности получения волнистых профилей с изменяемой геометрией волны определяются числом управляемых координат инструментального суппорта.

Указанные методы обработки резьб с волнистым профилем позволяют получать резьбовые соединения с любыми видами посадок. Контроль диаметров производят обычными резьбовыми калибрами, но только по вершинам волн. Контроль осложняется только в случае, когда амплитуда их переменна по длине нарезки, но и в этом случае задача может решаться применением набора калибров.

Виброустойчивые соединения с натягом возможно получать путем дробления посадочной части детали на участки с различной геометрией волнистых профилей. В этом случае каждый из участков резьбового контакта будет обладать собственной частотой колебаний и случай общего резонансного режима для всей нарезки маловероятен.

Таким образом, резьбовые соединения с периодическим контактом по волнистым профилям обладают широкими возможностями их получения, эксплуатации и целевого проектирования.

Библиографический список

1. **Кузьмин Ю.А.** К вопросу вибростойкости резьбовых соединений // Исследование и расчет резьбовых соединений. Динамика и прочность резьбовых соединений: Межвуз. науч. сб. Вып. 7. Саратов: Саратовский ун-т. 1986. С. 51–59.

2. **Петров Е.Н.** Стопорение резьбовых соединений. Снежинск: Изд-во РФЯЦ ВНИИТФ, 1998. 248 с.

3. **Березин С.Я., Чумаков Р.Е.** Классификация крепежных резьбообразующих элементов // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2006. № 5. С. 23–33.

4. **Косарев В.А.** Исследование величин срезаемого слоя при планетарном внутреннем резьбофрезеровании // Вестник МГТУ "Станкин". № 1. Т. 2 (19). 2012. С. 32–35.

ЭКСПОЦЕНТР
МЕЖДУНАРОДНЫЕ ВЫСТАВКИ И КОНГРЕССЫ
МОСКВА

5 лет

Состоялась конференция специалистов отечественного станкостроения 21.10.2014 г.

На международной специализированной выставке "Технофорум—2014" ОАО "Станкопром" и Ассоциация "Станкоинструмент" при содействии ЗАО "Экспоцентр" организовали научно-техническую конференцию "Перспективные технологии и разработки высокотехнологичного наукоемкого оборудования предприятиями станкоинструментальной отрасли, отвечающие задачам реализации ФЦП "Развитие оборонно-промышленного комплекса РФ на 2011—2020 гг.".

В конференции приняли участие президент Российской Ассоциации "Станкоинструмент" **Георгий Самодуров**, первый заместитель генерального директора ОАО "Станкопром" **Евгений Полканов**, руководители станкоинструментальной отрасли инжиниринговых фирм и научно-исследовательских институтов отрасли.

Во вступительном слове **Георгий Самодуров** обрисовал общую картину развития станкоинструментальной отрасли в мире и нашей стране. "Объем производства в 2013 году в мире сократился на 8,6 %. Первое место по производству металлообрабатывающего оборудования последние три-четыре года занимает Китай. За ним следуют Германия и Япония. Эти три страны сегодня производят две трети всего металлообрабатывающего оборудования в мире. Центр производства переместился из Европы в Юго-Восточную Азию. По потреблению оборудования на первом месте Китай, за ним идут США, Германия и Япония. Уровень производства и потребления металлообрабатывающего оборудования — это важное условие для создания предпосылок завтрашнего технологического прорыва.

В России производство упало после кризиса 2008 года. Из хороших новостей хочется подчеркнуть, — продолжил Георгий Самодуров, — что увеличилось количество сложного в техническом отношении оборудования — резко выросло производство станков с ЧПУ и современных обрабатывающих центров. Но, к сожалению, сегодня наши предприятия работают "не благодаря, а вопреки". Если сравнивать аналогичные предприятия, к примеру, Франции и России, то наши затраты на единицу продукции в два раза выше. Это происходит за счет высоких ставок по кредитам, транспортных расходов, тарифов на электроэнергию и так далее. Это предмет особого разговора. Надеюсь, с принятием закона о промышленной политике, который сейчас рассматривается законодателями, ситуация изменится".

Евгений Полканов поблагодарил организаторов "Технофорума" за то, что второй раз специалисты отрасли смогли собраться для обсуждения профессиональных вопросов. Как он отметил, будущее отрасли в модернизации предприятий на основе современных технологий, которые позволят производить конкурентоспособные станки и оборудование.

С большим интересом собравшиеся слушали доклады специалистов, которые знакомили коллег с новинками отрасли и техническими возможностями конкретных предприятий.

ООО "Издательство **Машиностроение**", 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Учредитель ООО "Издательство **Машиностроение**".
Адрес электронной почты издательства: **mashpubl@mashin.ru;**
редакции журнала: **sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru**
Телефон редакции журнала: (499) 269-54-98, факс 268-48-97.
Технический редактор *Патрушева Е.М.* Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 24.09.2014. Подписано в печать 11.11.2014. Формат 60 × 88 1/8.
Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Адвансед солюшнз".
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.