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

3 2012 (140)

СОДЕРЖАНИЕ

Экономика и организация сборочного производства

Курнасов Е.В. Оценка степени межуровневого взаимодействия информационных потоков производственного предприятия с MES-системой 3

Технологическая оснастка для сборки

Березин С.Я., Охрименко М.И. Управление устойчивостью положения инструмента или крепежной детали в начальный момент сопряжения 6

Сборочно-сварочные работы. Пайка

Ковтунов А.И., Чермашенцева Т.В., Селянин П.Н. Технология сварки сталей, покрытых алюминием, проволокой из аустенитной стали 11

Шипилов А.В., Ерофеев В.А., Полосков С.И. Оценка влияния погрешностей сборки на качество сварных соединений при орбитальной сварке трубопроводов малых диаметров 14

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Голикова В.В., Первухина Е.Л. Совершенствование процедур контроля качества сборки машиностроительных изделий по диагностическим параметрам 20

Албагачиев А.Ю., Кушнир А.П. Влияние погрешностей установки на герметичность бесконтактных уплотнительных устройств 25

Резник С.В., Денисов О.В., Тимошенко В.П. Особенности техники тепловых испытаний элементов натурных стержневых космических конструкций 28

Шаломов В.И. О влиянии некоторых параметров газовых опор на выходные характеристики шпиндельных узлов шлифовальных станков 32

В помощь конструктору, технологу

Магдиев Р.Р. Методика моделирования технологической системы сборки 37

Матросова Ю.Н., Буянов И.В. Программное обеспечение для автоматизированного проектирования регуляторов давления газа 41

Сборка с использованием клеев

Щербаков В.И., Круглов К.М., Аксёнов Д.В., Шкурко Л.С. Сравнительная оценка вибродемпфирующих характеристик панелей, выполненных с применением клея . . 44

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

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

Редакционный совет

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

Региональные редсоветы

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

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

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

Ответственные за подготовку и выпуск номера:
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”, 2012

THE MONTHLY NEWSMAGAZINE FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

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

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

3 2012 (140)

CONTENTS

Economy and the organization of assembly

Kurnasov E.V. Estimation of the degree of interlevel interaction of information streams of manufacturing enterprise with system MES . . . 3

Technological equipment for assembly

Berezin S.Ya., Okhrimenko M.I. Control of stability of position of the tool or fixing part during the initial moment of coupling . . . 6

Assembly welding works. Solder

Kovtunov A.I., Chermashentseva T.V., Selyanin P.N. Technology of steel coated with aluminum welding with wire from austenitic steel . . . 11

Shipilov A.V., Erofeev V.A., Poloskov S.I. Estimation of assembling errors influence on quality of welded joints of small diameter pipes done with orbital welding . . . 14

Quality assurance. Testing. Monitoring

Golikova V.V., Pervukhina E.L. Improvement of procedures to control a quality of machine assemblage on diagnostic parameters . . . 20

Albagachiev A.Yu., Kushnir A.P. Effect of error set for tightness of non-contact sealing devices . . . 25

Reznik S.V., Denisov O.V., Timoshenko V.P. Features of thermal tests technique of full-scale space structures elements . . . 28

Shalomov V. I. On the effect of some parameters of gas bearing on the output characteristics of spindle units grinding machines . . . 32

Industrial and design engineer's aid

Magdiev R.R. The metod of technological assembly system modeling . . . 37

Matrosova Yu.N., Buyanov I.V. Software for automated design of gas pressure regulators . . . 41

Assembly with use glue

Sherbakov V.I., Kruglov K.M., Aksenov D.V., Shkurko L.S. The comparative evaluation of the vibration damping characteristics of panels, made with application adhesives . . . 44

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

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

Editors

MOSCOW
A.S. VASIL'EV (Chief editor)
M.V. VARTANOV
A.M. DALSKY
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
V.M. KORNIENKO
VOLGOGRAD
M.G. KRISTAL
V.G. KARABAN'
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
G.A. KULAKOV
V.A. NIKOLAEV
ST.-PETERSBURG
V.F. KUZMIN
E.V. SHALOBAEV
TULA
V.V. PREYS
TOLIATI
B.F. KHAZOV
A.I. RYZHKOV
KHABAROVSK
V.A. LASHKO

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

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

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 Free price

© "Mashinostroenie Publishers", "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2012

УДК 658.5:004.9+65.011.5

Е.В. Курнасов, *канд. техн. наук*
(Московский государственный университет приборостроения и информатики)
E-mail: mra2013@yandex.ru

Оценка степени межуровневого взаимодействия информационных потоков производственного предприятия с MES-системой

Описаны интегрированные системы управления производством – MES-системы, оказывающие значительное влияние на эффективность и качество управления производственным предприятием. Отмечена важность автоматизированного процесса межуровневого взаимодействия информационных потоков, циркулирующих внутри разнородных систем производственного предприятия. Рассмотрен пример движения информации внутри системы управления производством. Показана целесообразность внедрения MES-систем на производстве.

The integrated management systems by manufacture are described – the MES-systems, making the considerable impact on efficiency and quality of control of manufacturing enterprise. Importance of the automated process of interlevel interaction of the information streams circulating in heterogeneous systems of manufacturing enterprise is marked. The example of motion of information within the production management system is considered. The expediency of implementation of MES-systems on manufacture is shown.

Ключевые слова: MES-система, ERP-система, информационный поток, система автоматизации, производственное предприятие.

Keywords: manufacturing execution systems, enterprise resource planning system, information stream, automation system, manufacturing enterprise.

В классе производственных исполнительных систем MES (Manufacturing Execution Systems) происходит этап интенсивной разработки формализованной методологии создания и внедрения данного класса производственных систем [1, 3]. Этот класс не нов и хорошо известен. Средства автоматизации процессов этого класса систем разрабатывались, в том числе и в нашей стране более 20 лет назад и носили название АСУ производственных процессов (АСУПП) [2].

Поскольку MES – это та система, в которую стекается вся информация о производстве, именно она способна оказать эффективную помощь в управлении им. Сейчас на многих предприятиях всерьез задумались над приобретением и внедрением у себя подобных систем.

Ставшая уже классической приведенная на рисунке схема характеризует взаимное расположение сфер применения систем автоматизации на производственном предприятии и представляет собой трехуровневую структуру [2]: АСУТП–MES–ERP.

Верхний уровень управления предприятием (административно-хозяйственный) решает стратегические задачи, а соответствующая ERP-система обеспечивает управление ресурсами в масштабе предприятия в целом, включая часть функций поддержки производства (долгосрочное планирование и стратегическое управление в масштабах: годовое, квартальное, месячное).

Средний уровень управления (производственный) решает задачи оперативного управления процессом производства, а соответствующая автоматизированная система MES обеспечивает эффективное использование ресурсов (сырья, энергоносителей, производственных средств, персонала), а также оптимальное исполнение плановых заданий (сменное, суточное, декадное, месячное) на уровне участка, цеха, предприятия.

Нижние уровни технологического управления (АСУТП) решают классические задачи управления технологическими процессами. Здесь располагаются различные системы уровня АСУТП – внутрицеховая автоматизация, уровень автоматизации технологических установок, сбора данных с различного рода датчиков и т.д.

Обобщая накопленный опыт производственников, попробуем на реальных примерах оценить сте-

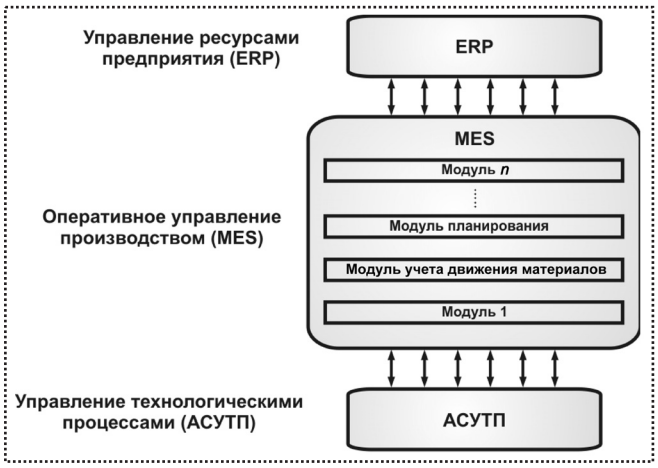
пень межуровневого взаимодействия информационных потоков производственного предприятия с MES-системой.

MES-система является связующим звеном между ориентированной на хозяйственные операции ERP-системой и производственной деятельностью предприятия на уровне цеха, участка или производственной линии в реальном масштабе времени.

Некоторые функции MES в определенной степени перекрываются с другими системами, которые, в свою очередь, перекрываются между собой. Степень их перекрытия зависит от конкретной задачи, вида отрасли и способа реализации системы.

Так, и в MES, и в системе управления сетью поставок есть календарное планирование; функции управления трудовыми ресурсами имеются в MES, в системе управления сбытом и обслуживанием и в подсистеме управления кадрами системы планирования производства; документооборот контролируется и MES, и системой проектирования процессов и продукции; управление технологическими процессами осуществляется как MES, так и устройствами автоматизации.

Поэтому очень важно, чтобы функционал программного обеспечения MES-систем имел в своем составе необходимые средства интеграции данных, обеспечивающие автоматизированный процесс межуровневого взаимодействия информационных потоков с другими системами автоматизации производственного предприятия. Связано это и с тем, что чаще всего допускаются ошибки при ручной регистрации данных в цеху, ручного ввода данных в систему планирования производства и отсутствует возможность автоматической передачи информации из одной системы в другую. Для повышения качества производственной информации этот процесс необходимо автоматизировать. Имея более качественную информацию, можно принимать более обоснованные управленческие решения.



Трехуровневая архитектура производственного предприятия

Попробуем проследить движение информации внутри системы управления производством на базе MES-системы.

Условно MES-систему можно разбить на модули (см. рисунок), каждый из которых имеет свое функциональное назначение, с учетом специфики конкретного производства и одиннадцати основных функций, определенных Ассоциацией MESA, которыми должна обладать система, претендующая на название MES.

В общем случае наибольший интерес для разработчика проекта внедрения автоматизированной системы управления представляет информация о ходе технологического процесса, о движении материала и информация от модуля планирования.

Информация о ходе технологического процесса поступает в MES-систему двумя способами:

1) вручную, когда оператор (мастер цеха, начальник смены – лицо с правами внесения такой информации) вводит в соответствующие поля экранной формы АСУ технологическую информацию, будь-то информация из бумажной "Рабочей карты" или любого другого источника, принятого на данном предприятии. Принцип ввода может быть разный: от полного введения всей информации до выбора определенного материала и последующей корректировки соответствующих позиций. Этот принцип во многом зависит от реализации конкретной экранной формы, на которую влияет целенаправленность работы цеха (это выявляется на стадии анализа бизнес-процессов, протекаемых в цехах во время разработки системы управления производством);

2) автоматически, с помощью систем АСУТП верхнего уровня работающими с базами данных.

Информация о движении материала поступает в систему со складов и цехов, предварительно проверяется и отправляется в другие модули MES- и ERP-систем. Этот вид информации оказывает достаточно большое влияние на производство.

Итак, самый сложный и важный модуль в любой MES-системе – это так называемый модуль учета движения материалов между цехами, складами и т.д. Сложность связана с организацией контроля движения материалов на местах, ведь контроль не всегда возможен автоматически. Важность модуля характеризуется тем, что контроль внутри производства на сегодняшний день остается главной задачей интегрированных корпоративных информационных систем (в особенности отслеживания незавершенного производства).

На практике в большинстве случаев подобный контроль ведется в системах вручную. Так, при использовании экранных форм на местах начальнику склада не

нужно вводить информацию о поступившем материале, достаточно выбрать соответствующий материал из базы данных и подтвердить его приход и характеристики – это повлечет изменения статуса материала (в данном случае – "на складе"). Хотя здесь и присутствует человеческий фактор, но он максимально снижен, так как человек ничего не решает и не считает, он получает информацию из предыдущего склада отгрузки и просто сравнивает с тем, что у него есть. В итоге схема становится полностью прозрачной.

Когда все везде совпадает и подтверждается – это нормальный ход событий. Но в случае, когда данные с автоматических весов склада-приемщика (без прохождения через которые материал невозможно привязать к складу) и данные с весов склада-отправителя не совпадают, то в силу вступает альтернативный ход событий. Альтернативный ход событий может быть различным. Так, может быть произведена повторная проверка всей цепочки движения материала, с последующим сравнением с данными, заложенных в алгоритмы производства конкретной продукции. В хороших системах материал "на алгоритм" проверяется после каждого передела производства. При проверке система должна учитывать, что "Сталь 45" плавили не только для заказа "001", но и для заказа "003" (который был запланирован на следующий месяц), при этом надо послать "телеграмму" ERP-системе, что заказ "003" не следует ставить на производство.

Таким образом, сложность системы управления производством зависит от ее возможностей. Приведенная ранее возможность агрегирования заказов обязательна, например для металлургических MES-систем, поскольку целью системы служит грамотное управление производством – зачем гонять полупустую печь с одним заказом, если есть заказ, например, на такую же марку стали для другого заказчика.

Информация модуля планирования требует следующей входящей информации:

- об отказах и последующих незапланированных ремонтах оборудования;
- о внутрицеховых производствах, направленных на нужды цеха;
- о заранее запланированных ремонтах (информация должна быть уже в системе);
- о заказах (поступает из ERP-системы или из MES-модуля, отвечающего за формирование производственного заказа – этот модуль формирует цепочку переделов производства).

Выходная информация из модуля планирования содержит:

- объемно-календарное планирование (возможно реализовано не в MES-системе, а в ERP-системе);
- сменно-суточное задание в цеха.

Сменно-суточное задание может быть в виде списка работ, составленного по заказам не привязанного к движению материала, который мастер сам расположит по-своему усмотрению в зависимости от наличия у него материала и т.д., – это не автоматизированный вариант. Автоматизированный вариант применяется в случае полного взаимодействия компонента планирования с модулем движения материалов и заложенных алгоритмов производства. Например, прокатку стали, мастер стал бы проводить начиная с заказов с меньшим диаметром и до максимального, тем самым, исключив лишние перенастройки оборудования – в автоматизированном варианте это учтено и система сама расставляет заказы по очереди на уровне агрегатов и автоматических линий.

Оценивая в целом степень взаимодействия информационных потоков на производственном предприятии, можно отметить, что использование MES-систем позволяет создавать более гибкую информационную инфраструктуру, чрезвычайно быстро реагирующую на любые изменения в продукции, производственном процессе, составе рабочей силы, содержании рабочих процедур, и т.д. MES-системы, используя фактические технологические данные, поддерживают всю производственную деятельность предприятия в режиме реального времени, предоставляя всю необходимую и достоверную информацию нужным людям в нужное время, помогая таким образом эффективно управлять производственными операциями и процессами.

Однако не стоит забывать, что MES-система это, в принципе, в большей или меньшей степени конструктор: что соберете, то и получите. Поэтому, все возможности и требования к системе управления производством должны быть учтены в ее архитектуре и закладываться на этапе логического проектирования системы. Кроме этого, проект внедрения MES-системы не может быть сведен просто к установке программного обеспечения и настройке соответствующего оборудования. В любом случае, на предприятии должен быть проведен целый ряд соответствующих организационных мероприятий: по изменению или разработке регламентов, изменению бизнес-процессов, переобучению и т.п.

Библиографический список

1. **Загидуллин Р.Р.** Оперативно-календарное планирование в гибких производственных системах / Под. ред. В.Ц. Зориктуева. М.: Изд-во МАИ, 2004. 208 с.

2. **Леньшин В.Н., Куминов В.В., Фролов Е.Б., Будник Р.А.** Производственные исполнительные системы (MES) – путь к эффективному предприятию // САПР и графика. 2003. № 6.

3. **Фролов Е.Б., Загидуллин Р.Р.** Оперативно-календарное планирование и диспетчирование в MES-системах // Станочный парк. 2008. № 11. С. 22–27.

УДК 62-523

С.Я. Березин, *д-р техн. наук,* **М.И. Охрименко,** *инженер*
(Забайкальский государственный университет "ЗабГУ", г. Чита)
E-mail: maxscorp@bk.ru

Управление устойчивостью положения инструмента или крепежной детали в начальный момент сопряжения*

Описан процесс управления режимом наживления. Представлена схема завинчивающей головки и процесса сопряжения с силовыми и скоростными параметрами, а также структура системы управления мехатронным завинчивающим модулем.

In the article a process of control of a nut mode is theoretically described. The scheme of a screwing up module and process of connection with force and speed parameters, and also a structure of a control system of a mechanotronic screwing up module is presented.

Ключевые слова: сборка, робот, точность, резьбовое соединение, управление.

Keywords: assemblage, robot, accuracy, threaded coupling, control.

При разработке технологических систем завинчивающих машин необходимо знать силовые и скоростные параметры, требуемые для нормального выполнения технологической операции. Они определяют не только технологические показатели машины: производительность, точность, надежность и другие, но и регламентируют приводные показатели, которые охватывают перемещения, усилия, скорости, ускорения рабочих органов, формируют конкретные задающие показатели для разработки приводов и устройств управления.

Одни из первых опытов создания автоматических управляющих систем для резьбонарезания и сборки резьбовых соединений относятся к 1970–1980-м гг. Известны разработки Тульского политехнического института под руководством профессора И.А. Коганова. Адаптивная система позволяла управлять упругими отжатиями элементов технологической системы станка, обеспечивая высокое качество обработки резьбы. В.И. Чаннов разработал устройство для комбинированного способа контроля усилия затяжки резьбовых соединений, которое первоначально затягивало гайку до определенного момента и далее доворачивало ее на некоторый угол с одновременным контролем угла и крутящего момента [5, 6]. В то же время в США появляются первые автоматические электронные устройства, управляющие процессом затяжки по комбинированному принципу, контролируя одновременно крутящий момент, удлинение стержня и угол поворота. С появлением первых микропроцессоров разрабатываются и первые автоматические системы контроля завинчивания типа MAGS (США), а также патентованные системы, например фирмы Waterford Lamb Inc. [4].

Научный интерес к проблемам автоматического управления резьбозавинчивающими операциями не ослабевает и в настоящее время. Например, Р.Е. Чумаков решал задачу пассивного управления скоростью завинчивания по предварительно заданному закону [1]. При этом предварительно устанавливался закон изменения скорости на всем времени сопряжения, а затем система управления его отрабатывала. Система не имела датчиков контроля параметров сопряжения, а только слепо копировала теоретический закон.

Задачей настоящей разработки является создание универсального алгоритма управления, позволяющего применять его как для резьбонарезных, так и для сборочных операций, производящихся на автоматизированных машинах. В настоящее время подобные задачи решаются для операций механической обработки деталей резанием с помощью мехатронных станочных систем, в которых задача управления реализуется специальной структурой логических блоков, формирующих стратегию изменения скорости резания в зависимости от системы логических условий, анализирующих состояние температуры и силы резания [3].

В нашем случае анализ динамических явлений, происходящих в технологической системе завинчивающей машины, должен решаться на основе параметрической схематизации процесса, который можно разбить на два этапа: этап наживления и этап окончательного сопряжения. Для резьбонарезания метчиками реализуется еще и этап реверса шпинделя и возврата метчика в исходное положение. Однако он не оказывает особого влияния на перераспределение сил и точность получаемой резьбы, поэтому в расчет будем брать только два первых. Этап наживления является более сложным и

* Работа выполнена в рамках реализации государственного контракта № 14.740.11.0984.

малоустойчивым в силу того, что в нем проявляются изгибающие усилия, стремящиеся сместить ось инструмента (крепежной детали) относительно оси отверстия.

Представим схему завинчивающей головки и самого процесса сопряжения с его силовыми, размерными и скоростными параметрами (рис. 1).

Главное движение завинчивания со скоростью v обеспечивается приводом от шагового электродвигателя $ШД_1$ и передается через зубчатую передачу и шлицевую пару на шпиндельный вал. Движение подачи передается от привода с шаговым электродвигателем $ШД_2$ через зубчатую передачу на винтовую пиноль шпинделя. Режим завинчивания предусматривает четкое согласование скоростей обоих электродвигателей в соответствии с шагом резьбы. Общий вид такого сборочно-резьбонарезного модуля с навесной мехатронной головкой, установленной на салазки вертикальной подачи фрезерного станка "SIEG", представлен на рис. 2.

Этап наживления при работе головки, в соответствии с параметрами, приведенными на рис. 1, будет описываться следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \mathrm{v}_z \dot{z} + P_{\text{о}} = P_{\text{пр}}; \\ \mathrm{v}_y \dot{y} + j_{\text{п}} y = P_{\text{и}}; \\ J\ddot{\varphi} + \mathrm{v}_\varphi \dot{\varphi} + k\varphi = M_{\text{пр}} at, \end{cases} \quad (1)$$

где v_z, v_y, v_φ – коэффициенты вязкого сопротивления перемещениям;

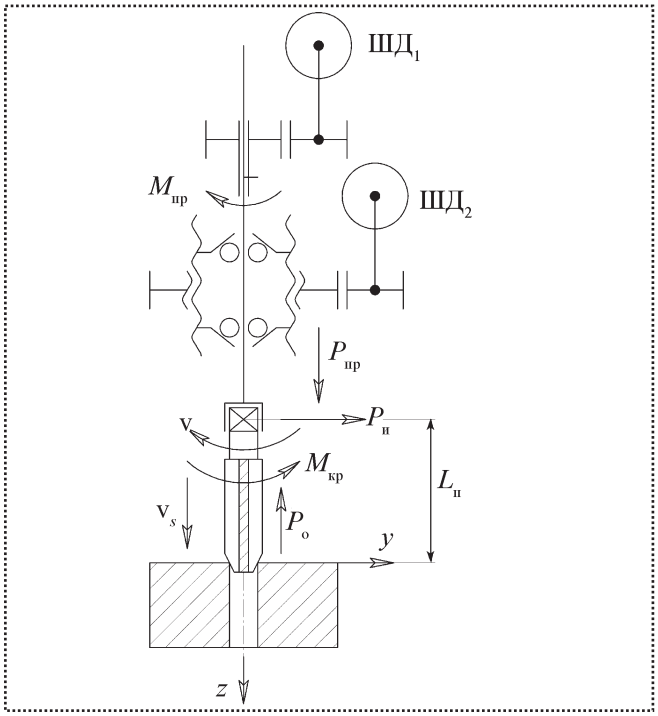


Рис. 1. Схема действующих параметров в технологической системе завинчивающего узла

Рис. 2. Сборочно-резьбонарезной модуль с навесной мехатронной головкой

z, y, φ – соответственно продольная, поперечная и угловая координаты;

$P_{\text{о}}$ – усилие осевого сопротивления завинчиванию (сила наживления);

$P_{\text{пр}}$ – активное осевое усилие со стороны привода подач;

$j_{\text{п}}$ – поперечная жесткость шпинделя, наконечника и других частей;

$P_{\text{и}}$ – изгибающее усилие;

J – момент инерции приводной части головки;

k – крутильная жесткость метчика и центрального вала;

$M_{\text{пр}}$ – приводной момент на шпинделе;

a – коэффициент;

t – время.

После полного захода в отверстие заборного конуса исчезает изгибающее усилие, и следовательно, нет смысла рассматривать второе уравнение системы (1). Поэтому режим завинчивания будет описан следующими двумя уравнениями:

$$\begin{cases} (\mathrm{v}_{\text{в.п}} \pm \mathrm{v}_{\text{р}})\dot{z} + P_{\text{о}} \dfrac{a_1}{z} = P_{\text{пр}}; \\ J\ddot{\varphi} + \mathrm{v}_\varphi \dot{\varphi} + k\varphi = M_{\text{пр}} at, \end{cases} \quad (2)$$

где $\mathrm{v}_{\text{в.п}}$ – коэффициент вязкого сопротивления в винтовой паре привода подач;

$\mathrm{v}_{\text{р}}$ – то же в самой резьбе отверстия;

a_1 – коэффициент.

Знак (±) в первом уравнении говорит о том, что при опережении подачей шага резьбы силы трения в обеих винтовых парах суммируются, а при отставании – вычитаются. Кроме того, после захода заборного конуса осевая сила $P_о$ начинает перераспределяться между витками обрабатываемой резьбы и по мере завинчивания инструмента становится все меньше и меньше, оказывая убывающее сопротивление приводному усилию. Поэтому второе слагаемое первого уравнения системы (2) уменьшается с ростом z.

Последние уравнения обеих систем (1) и (2) не меняются. Рассмотрим первое уравнение системы (1). Осевое усилие $P_о$ по мере углубления заборного конуса увеличивается, достигая максимума в конце. Допуская, что его рост пропорционален глубине завинчивания $l_з$ и, освободив от сомножителя производную, запишем данное уравнение в следующей форме:

$$\dot{z} + \frac{k}{v_z} z = \frac{P_{пр}}{v_z}. \qquad (3)$$

Решая все относительно приводного усилия $P_{пр}$, окончательно получим

$$P_{пр} = kz \frac{e^{\frac{kt}{v_z}}}{e^{\frac{kt}{v_z}} - 1} \text{ при } t > 0. \qquad (4)$$

Следовательно, с ростом времени и длины хода приводная сила будет увеличиваться. Приняв $t = \frac{z}{V_s}$ при $z \le l_з$ и, учитывая соотношение крутящего момента и осевой силы по формуле $K_р = \frac{P_о^{max}}{M_{кр}^{max}}$, найдем значение показателя степени при экспонентах формулы (4). Тогда

$$P_{пр} = kz \frac{e^{\frac{P_о}{V_s}}}{e^{\frac{P_о}{V_s}} - 1}. \qquad (5)$$

Таким образом, мы получили конкретное соотношение между приводным, осевым усилиями, крутящим моментом и скоростью осевой подачи V_s при врезании заходного витка в процессе наживления.

Второе уравнение системы (1) решаем следующим образом. Приведем его к выражению, подобному (3), $\dot{y} + \frac{j_п}{v_y} y = \frac{P_и}{v_y}$ и введем обозначения $a = \frac{j_п}{v_y}$ и $b = \frac{P_и}{v_y}$. Тогда

$$\dot{y} + ay = b. \qquad (6)$$

В силу того что величина поперечного перемещения при перекосе достаточно мала и не может превышать значения

$$y \le [y] = L_п \operatorname{tg}[\gamma], \qquad (7)$$

где $[y]$ – допускаемое предельное отклонение приводной части инструмента (крепежной детали);

$L_п$ – высота приводной части над привалочной плоскостью детали (см. рис. 1);

$[\gamma]$ – предельный угол перекоса оси инструмента относительно оси отверстия [5, 6], а также то, что время ввинчивания заходной части весьма мало, можно предположить, что характер изменения изгибающего усилия будет весьма динамичным и пропорционален квадрату времени движения.

Тогда выражение (6) приобретает форму

$$\dot{y} + ay = bt^2 k,$$

где k – коэффициент, $с^{-2}$

t – время.

Решая уравнение известными методами, окончательно получим

$$y = \frac{P_и v_y^2}{j_п^3} k \left(\frac{j_п^2}{v_y^2} t^2 - 2\frac{j_п}{v_y} t + 2 - 2e^{-\frac{j_п}{v_y} t} \right).$$

Воспользовавшись выражением (7), устанавливаем условие обеспечения точности углового положения инструмента

$$P_и \le \frac{L_п \operatorname{tg}[\gamma] j_п^3}{k v_y^2 \left(\frac{j_п^2}{v_y^2} t^2 - 2\frac{j_п}{v_y} t + 2 - 2e^{-\frac{j_п}{v_y} t} \right)}. \qquad (8)$$

Соотнося изгибающее усилие с осевым [6], получим условие регулирования перекоса осевым усилием и крутящим моментом.

Управление процессом по третьей координате описывается третьим дифференциальным уравнением системы (1), которое после приведения и введения новых обозначений будет иметь вид

$$\ddot{\varphi} + B\dot{\varphi} + C\varphi = Aat,$$

где $B = \frac{v_\varphi}{J}$; $C = \frac{k}{J}$; $A = \frac{M_{пр}}{J}$.

Общее решение уравнения (11) имеет вид:

$$\varphi = \frac{v_\varphi M_{пр}}{k^2} a \left[\frac{x_1}{x_1 - x_2} (e^{x_2 t} + e^{x_1 t}) + e^{x_1 t} \right] - \\ - \frac{M_{пр}}{k} \left[\frac{a}{x_1 - x_2} (e^{x_1 t} - e^{x_2 t}) + a\left(t - \frac{v_\varphi}{k} \right) \right], \qquad (9)$$

где $x_{1,\,2} = -\frac{B}{2} \pm \sqrt{\frac{B^2}{4} - C}$.

Решая полученное выражение относительно приводного момента, получим уравнение, описывающее

его изменение относительно координаты φ, т.е. по мере углубления заборного конуса.

Таким образом, теоретически происходит процесс управления режимом наживления.

Режим завинчивания описан системой дифференциальных уравнений (2). При этом уравнение вращательного движения уже решено для системы (1), поэтому осталось решить только первое уравнение. Внесем в него некоторые уточнения и запишем его в следующем виде в соответствии с рис. 3:

$$(\mathrm{v}_{\mathrm{p}} + \mathrm{sign}\mathrm{v}_{\mathrm{к}})\dot{z} + P_{\mathrm{o}}\frac{a_1}{z} = P_{\mathrm{пр}}, \qquad (10)$$

где v_{p} – коэффициент вязкого сопротивления в резьбе согласно системе (2);

$\mathrm{v}_{\mathrm{к}}$ – то же, но в области заборного конуса или заходного участка (рис. 4).

При этом учитываем, что

$$\mathrm{sign}(\mathrm{v}_{\mathrm{к}}) = \begin{cases} \mathrm{v} = \mathrm{v}_{\mathrm{к}};\ V_s > V_{\mathrm{ш.р}}; \\ \mathrm{v} = 0;\ V_s \le V_{\mathrm{ш.р}}, \end{cases}$$

где V_s – скорость подачи;

$V_{\mathrm{ш.р}}$ – скорость, соответствующая движению по шагу резьбы.

Обозначим $V_\Sigma = V_{\mathrm{p}} + \mathrm{sign}(\mathrm{v}_{\mathrm{к}})$.

Решая уравнение (10) и выражая значение времени через координату z как $t = \frac{z}{V_s}$, получим

$$z\left(\frac{P_{\mathrm{пр}}^2}{V_\Sigma V_s} - P_{\mathrm{пр}}\right) = P_{\mathrm{o}}a_1\left(\ln\frac{P_{\mathrm{o}}a_1}{P_{\mathrm{пр}}z - P_{\mathrm{o}}a_1}\right). \qquad (11)$$

Рассматривая данное выражение, можно заметить, что нас интересуют только положительные значения функции логарифма, т.е. $\ln\frac{P_{\mathrm{o}}a_1}{P_{\mathrm{пр}}z - P_{\mathrm{o}}a_1} \ge 0$. При равенстве логарифма единице аргумент будет равен экспоненте $\frac{P_{\mathrm{o}}a_1}{P_{\mathrm{пр}}z - P_{\mathrm{o}}a_1} = \mathrm{e}$.

Отсюда $P_{\mathrm{пр}} = P_{\mathrm{o}}\frac{a_1}{z}\frac{1+\mathrm{e}}{\mathrm{e}} = 1{,}37P_{\mathrm{o}}\frac{a_1}{z}$.

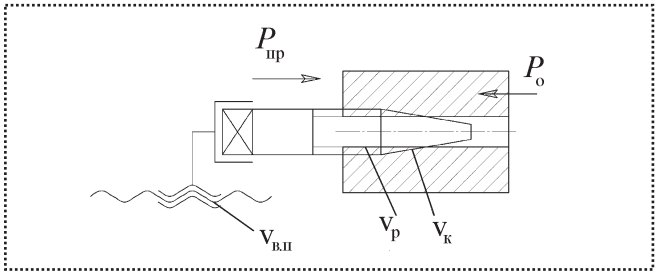


Рис. 3. Схема распределения участков фрикционных контактов, действующих против усилия подачи $P_{\mathrm{пр}}$ ($\mathrm{v}_{\mathrm{в.п}}$ – коэффициент, относящийся к приводной винтовой паре)

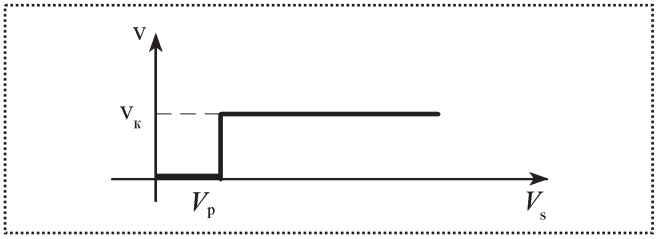


Рис. 4. Функция распределения коэффициента вязкого сопротивления

При аргументе $\frac{P_{\mathrm{o}}a_1}{P_{\mathrm{пр}}z - P_{\mathrm{o}}a_1} = 1$

$$P_{\mathrm{пр}} = 2\frac{P_{\mathrm{o}}a_1}{z}.$$

Если знаменатель аргумента будет стремиться к нулю, то значение приводного усилия будет соответствовать уровню $\frac{P_{\mathrm{o}}a_1}{z}$ (рис. 5).

Подставляя экспоненциальный уровень приводного усилия в формулу (11), получим значения

$$P_{\mathrm{o}} \approx 1{,}073\frac{V_\Sigma V_s z}{a_1}, \qquad (12)$$

$$0{,}73(1 + 1{,}37z)\mathrm{v}_\Sigma \mathrm{v}_s > P_{\mathrm{пр}} > 1{,}37V_\Sigma V_s.$$

Возвращаясь к формуле (10), введем значения коэффициента V_Σ. Для удобства расчетов заменим значение фрикционной диссипации энергии на силу трения, имеющую коэффициент трения со скоростной составляющей

$$V_\Sigma V_s \approx \frac{f_0}{1 + mV_s}(\sigma_{\mathrm{к}}F_{\mathrm{к}})_\Sigma,$$

где f_0 – коэффициент трения покоя;

m – множитель;

$\sigma_{\mathrm{к}}$ – контактное давление на поверхности;

$F_{\mathrm{к}}$ – площадь контактной поверхности.

Отсюда коэффициент вязкого сопротивления будет равен

$$V_\Sigma \approx \frac{f_0}{V_s(1 + mV_s)}(\sigma_{\mathrm{к}}F_{\mathrm{к}})_\Sigma. \qquad (13)$$

Знак суммы в силе трения означает, что осевое приводное усилие распределяется между резьбой

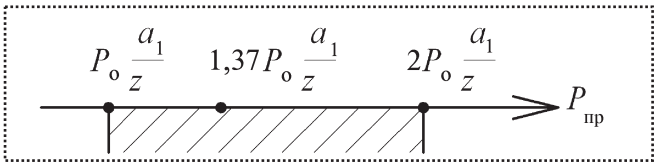


Рис. 5. Рабочая область приводного усилия

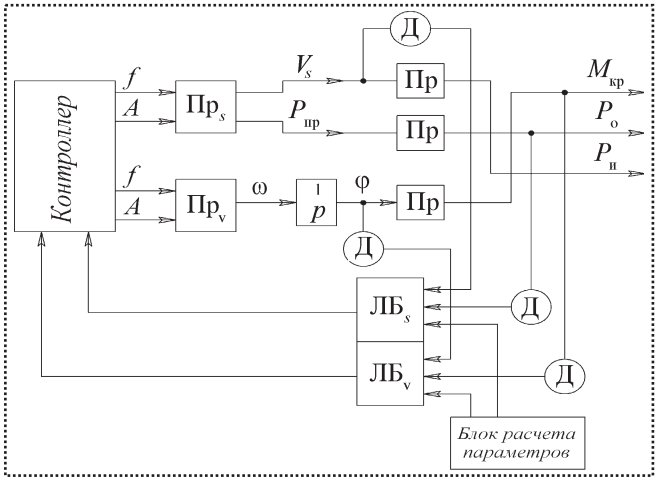


Рис. 6. Блок-схема управляющей системы мехатронной завинчивающей головкой

$P_{пр}^{р}$ и заборным конусом $P_{пр}^{к}$ (см. рис. 3). Следовательно, формула (13) будет иметь вид:

$$V_{\Sigma} \approx \frac{f_0}{V_s\,(1+mV_s)}[P_{пр}^{в.п} + P_{пр}^{р} + \mathrm{sign}(P_{пр}^{к})] \qquad (14)$$

$$\text{и } P_{пр} > \frac{1{,}37 f_0}{1+mV_s}[\sigma_к F_к + \mathrm{sign}(P_о)],$$

где $P_{пр}^{в.п}$ – приводное усилие в винтовой паре привода подач.

В последнем выражении усилие трения по заборному конусу заменено на осевое усилие, которое действует именно в данной области. Полученная формула устанавливает функциональную связь между приводным и осевым усилиями, а также скоростью осевого перемещения.

Зависимости (5, 8, 9, 12, 14) позволяют сформировать определенную структуру системы управления мехатронным завинчивающим модулем, в котором происходит переработка информации об уровнях крутящего момента $M_{кр}$, осевой силы $P_о$ и угловой координаты φ, контролируемой соответствующими датчиками как уровни амплитуды A и частоты f импульсов питания приводов шаговых электродвигателей осевой подачи Пр$_s$ и главного движения Пр$_v$ (рис. 6).

Сигналы с датчиков (Д) поступают в логические блоки ЛБ$_v$ и ЛБ$_s$, в которых реализуются алгоритмы управления процессом завинчивания Пр. Энергия привода Пр$_s$ расходуется на движение подачи по шагу резьбы V_s и на создание приводного усилия $P_{пр}$ для обеспечения осевой силы наживления $P_о$. В результате появления осевой силы возникает реактивное изгибающее усилие $P_и$, действие которого минимизируется работой логического блока ЛБ$_s$ в соответствии с зависимостями (5, 8, 14). Привод ПР$_v$ преодолевает крутящий момент завинчивания и управляется логическим блоком ЛБ$_v$ по формуле (9). Расчетные данные по приведенным зависимостям реализуются в расчетном блоке.

Работой приводов управляет AVR микроконтроллер серии Atmega. Его задача сводится к реализации алгоритма управления, заданного в расчетном блоке, посредством изменения соответствующим образом значений частоты и амплитуды питания шаговых электродвигателей приводов вращения и подачи. Кроме этого, микроконтроллер выполняет опрос аналоговых датчиков (Д), оцифровывая сигнал с них, и передает эту информацию в расчетный блок. Ввиду относительной сложности пересчета параметров управления в соответствии с заданным алгоритмом данную задачу выполняет персональный компьютер (ПК). Современные ПК имеют мощный математический сопроцессор, позволяющий за несколько микросекунд произвести все необходимые расчеты. Таким образом, система управления мехатронным завинчивающим модулем состоит из микроконтроллера, выполняющего функцию драйвера шаговых двигателей и АЦП датчиков, и ПК, производящего пересчет параметров управления согласно заданному алгоритму. Эти блоки системы управления соединены посредством широко распространенного интерфейса RS-232, который обеспечивает приемлемую для данной задачи скорость обмена информацией. Поддержка микроконтроллером такого интерфейса позволяет легко состыковывать мехатронный модуль с существующими системами ЧПУ, что, несомненно, упрощает введение данного модуля в уже отлаженные автоматические линии.

Библиографический список

1. **Березин С.Я., Чумаков Р.Е.** Оптимальное управление скоростью завинчивания при монтаже резьбообразующих винтов // Автоматизация и современные технологии. 2004. № 2. С. 17–23.

2. **Березин С.Я., Чумаков Р.Е., Леонов В.Н.** Научные основы технологии сборочно-резьбообразующих процессов. Чита: ЗабГПУ, 2005. 216 с.

3. **Зориктуев В.Ц.** Система логического управления температурно-силовым режимом процесса резания металлов на мехатронных станках / В.Ц. Зориктуев, А.Р. Зарипов // Вестник УГАТУ, 2006. Т. 8, № 1. С. 83–90.

4. **Ланщиков А.В., Моисеев В.Б.** Технология и оборудование автоматизированной сборки резьбовых соединений. Пенза: Изд-во ПГТУ. 1999. 260 с.

5. **Федин Е.И., Руженцов Н.Ф., Ямников А.С.** Адаптивная технологическая система для резьбонарезания / Исследования в области технологии образования наружных и внутренних резьб, резьбообразующих инструментов, станков и методов контроля резьб: сб. науч. тр. Тула: ТПИ, 1974. С. 141–150.

6. **Чаннов В.И.** Современные методы затяжки и контроля осевой силы ответственных резьбовых соединений // Вестник машиностроения. 1991. № 7. С. 47–48.

УДК 621.791

А.И. Ковтунов, Т.В. Чермашенцева, *канд-ты техн. наук,* **П.Н. Селянин,** *инженер*
(Тольяттинский государственный университет)
E-mail: tatyana717@mail.ru

Технология сварки сталей, покрытых алюминием, проволокой из аустенитной стали

Исследованы процессы аргонодуговой сварки сталей, покрытых алюминием, проволокой из аустенитной стали, получены зависимости химического состава металла шва и механических свойств от режимов сварки, оценена жаростойкость сварных соединений в условиях работы глушителей автомобиля.

The process of argon-arc welding of steel coated aluminum with wire from austenitic steel were researched, dependences of chemical compound and mechanical properties of weld metal on welding modes were received, heat resistance of welded joints in the work conditions of car mufflers was estimated in this paper.

Ключевые слова: сталь, покрытая алюминием, аустенитная сталь, аргонодуговая сварка, прочность металла шва, жаростойкость, глушитель автомобиля.

Keywords: steel covered with aluminum, austenitic steel, argon-arc welding, strength of weld metal, heat resistance, car muffler.

Сталь с алюминиевым покрытием обладает уникальным комплексом высоких механических и эксплуатационных свойств: прочностью, твердостью, окалиностойкостью, жаростойкостью и коррозионной стойкостью, в связи с чем является перспективным материалом в современном машиностроении. Такая сталь широко востребована в автомобильной промышленности при изготовлении глушителей. Глушитель шума системы выпуска отработавших газов автомобиля служит для снижения шума отработавших газов, выходящих из двигателя, а также для уменьшения токсичности (в частности – по содержанию свинца, окиси азота, угарного газа) этих газов за счет дожигания. Система выпуска отработавших газов работает в условиях воздействия воды, образующейся при горении кислот и нагретых до высокой температуры газов [1].

Однако при изготовлении глушителей в процессе сварки стали, покрытой алюминием, возникает ряд проблем. При расплавлении алюминий с покрытия попадает в сварочную ванну, в результате чего резко снижаются пластические и прочностные свойства металла шва [2, 3]. При этом в результате разрушения покрытия зона сварного соединения лишается тех эксплуатационных свойств, которые характерны для основного материала.

С целью повышения механических характеристик металла шва и сохранения эксплуатационных свойств зоны сварного соединения при изготовлении глушителей было предложено вводить в сварочную ванну проволоку из стали аустенитного класса. Такая сталь обладает высокими показателями как механических характеристик, так и жаро- и коррозионной стойкости. При этом введение стальной электродной проволоки в сварочную ванну позволит уменьшить содержание алюминия в шве за счет увеличения доли участия электродного металла и, соответственно, уменьшения доли расплавленного металла покрытия.

Исследования проводились на заготовках труб из стали марки 08кп толщиной 2 мм с алюмокремниевым покрытием толщиной 20 мкм. Заготовки собирались во вращателе без зазора. Сварку проводили с использованием сварочного полуавтомата ПДГ-35Л РИКОН плавящимся электродом, в качестве которого использовали сварочную проволоку ER-208 (Св-04Х19Н9) диаметром 1,0 мм. В качестве защитной среды использовали аргон высшего сорта по ГОСТ 10157–79. Сила тока варьировалась в пределах 100...120 А, напряжение устанавливалось 19 В, скорость подачи электродной проволоки – 3,6...4,0 м/мин, скорость сварки – 0,35...0,50 м/мин, расход аргона – 14...15 л/мин.

Исследования структуры и элементного состава металла шва проводились методом растровой электронной микроскопии на комплексе сканирующего электронного микроскопа LEO 1455 VP (ZEISS, Германия) с блоками рентгеновского энергетического спектрометра INCA Energy-300 и рентгеновского волнового спектрометра INCA Wave-500.

Твердость металла шва определялась в его поперечном сечении с помощью твердомера HBRV-187,5.

Механическая прочность металла шва и сварного соединения определялась испытаниями на статиче-

ское растяжение, а пластические характеристики – испытаниями на статический изгиб в соответствии с ГОСТ 6996–66. Испытания проводились на плоских образцах размером 200×15 мм.

Жаростойкость сварных соединений оценивалась по изменению толщины и массы образцов. Выдержка образцов проводилась в муфельной печи сопротивления ТК-27.1250.Н.1Ф при температуре, соответствующей рабочей температуре глушителей автомобилей – 900 °С [1]. Продолжительность испытаний – 300 ч.

Обработка результатов исследований выполнялась методом построения зависимостей контролируемых параметров от режимов сварки на основе полного трехфакторного эксперимента.

Как показали исследования, введение в сварочную ванну стальной проволоки приводит к снижению содержания алюминия в металле шва практически в 8,5–10 раз по сравнению с содержанием в металле шва, полученном аргонодуговой сваркой неплавящимся электродом [2]. Так, при сварке плавящимся электродом из аустенитной стали содержание алюминия в металле шва составляет 0,40...0,62 % в зависимости от режима сварки.

Зависимость содержания алюминия от режимов сварки описывается уравнением:

$$\text{Al, \%} = 1{,}33 - 0{,}18 v_{п.п} + 0{,}001 I + 0{,}23 v_{св}, \qquad (1)$$

где $v_{п.п}$ – скорость подачи плавящегося электрода;

I – сила сварочного тока;

$v_{св}$ – скорость сварки.

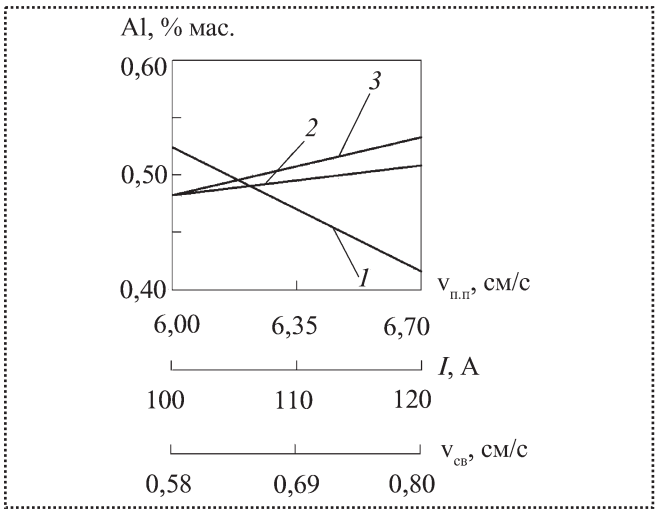


Рис. 1. Зависимость содержания алюминия в металле шва от режимов сварки:
1 – от скорости подачи плавящегося электрода при I = = 100 А и $v_{св}$ = 0,8 см/с; *2* – от силы сварочного тока при $v_{св}$ = 0,58 см/с и $v_{п.п}$ = 6 см/с; *3* – от скорости сварки при I = 100 А и $v_{п.п}$ = 6 см/с

Среднее содержание алюминия в металле шва в большей степени определяется скоростью подачи плавящегося электрода: чем больше скорость подачи, тем ниже содержание алюминия (рис. 1).

С увеличением силы сварочного тока и скорости сварки содержание алюминия незначительно увеличивается. В первом случае это связано с увеличением площади расплавления алюминиевого покрытия, а во втором – с уменьшением доли участия плавящегося электрода.

Распределение алюминия неравномерно по сечению шва. Максимальное количество его содержится в поверхностных слоях и в корне шва. В центре шва алюминий практически отсутствует. Содержание хрома и никеля в металле шва меньше, чем в электродном металле, и составляет в зависимости от расхода плавящегося электрода от 14 до 17 % и от 5,2 до 7,7 % соответственно. Распределение и никеля, и хрома по сечению шва практически равномерно.

Механические испытания показали, что металл шва обладает прочностью в 1,2–1,5 раза большей, чем основной материал, в 2,7–2,9 раза, чем металл шва, полученный аргонодуговой сваркой неплавящимся электродом и в 2,4–2,6 раза, чем при аргонодуговой сварке плавящимся электродом Св-08Г2С [2]. При испытаниях на статическое растяжение металла шва, его предел прочности составляет 480...520 МПа. Однако прочность аустенитной стали марки 04Х19Н9 достигает 590 МПа. Причиной снижения прочности является уменьшение содержания легирующих элементов в металле шва и замешивание в сварочную ванну до 0,6 % алюминия.

Зависимость прочности сварных соединений от режимов сварки описывается уравнением:

$$\sigma_{в} = 803{,}5 + 7{,}9 v_{п.п} - 2{,}71 - 95{,}5 v_{св}. \qquad (2)$$

С увеличением скорости подачи плавящегося электрода прочность металла шва повышается, а с увеличением скорости сварки снижается, что связано с изменением содержания алюминия в металле шва при изменении доли участия плавящегося электрода (рис. 2).

Прочность при растяжении сварных соединений составляет, по результатам механических испытаний, 320...350 МПа.

При испытаниях на статический изгиб появление трещин в сварном соединении зафиксировано при угле загиба более 120°, что указывает на удовлетворительную пластичность металла.

Относительное удлинение металла шва составляет 14...16 %, что в 7–8 раз больше, чем у металла шва, полученного аргонодуговой сваркой неплавящимся электродом, и в 1,4–1,8 раза выше, чем при аргонодуговой сварке плавящимся электродом [2]. При этом

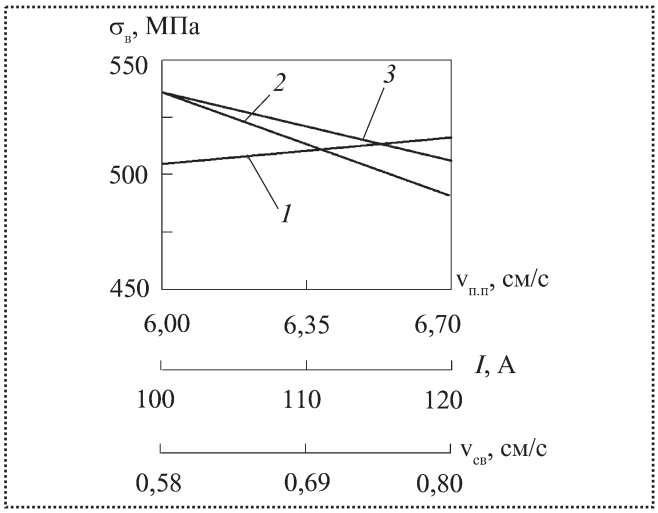


Рис. 2. Зависимость прочности металла шва от режимов сварки:
1 – от скорости подачи плавящегося электрода при I = = 100 А и $v_{св}$ = 0,8 см/с; *2* – от силы сварочного тока при $v_{св}$ = 0,58 см/с и $v_{п.п}$ = 6 см/с; *3* – от скорости сварки при I = 100 А и $v_{п.п}$ = 6 см/с

относительное удлинение материала плавящегося электрода составляет 40 %. Значительное снижение пластических свойств, как и прочностных, вызвано легированием металла шва алюминием.

Сварные соединения, выполненные проволокой из аустенитной стали, обладают более высоким значением жаростойкости, чем сварные соединения, выполненные проволокой из низкоуглеродистой стали. Как показали исследования, при сварке проволокой Св-08Г2С среднее изменение толщины образца составляет 1,25 мм, массы – 1,54 г, а при сварке проволокой ER-208 – 0,14...0,21 мм и 0,26...0,28 г соответственно.

Таким образом, аргонодуговая сварка сталей с алюмокремниевым покрытием плавящимся электродом из аустенитной стали позволяет повысить прочность металла шва при растяжении до 520 МПа, относительное удлинение до 16 % и обеспечить высокую жаростойкость сварным соединениям при температуре 900 °С.

Библиографический список

1. **Косенков А.А.** Устройство автомобилей с двигателями внутреннего сгорания: типы и системы двигателей. Ростов н/Д: Феникс, 2004. 412 с.

2. **Рабкин Д.М., Рябов В.Р., Гуревич С.М.** Сварка разнородных металлов. Киев: Техніка, 1975. 207 с.

3. **Сидоров В.П., Ковтунов А.И., Бородин М.Н., Чермашенцева Т.В.** Особенности процесса автоматической аргонодуговой сварки сталей с алюминиевым покрытием // Сварочное производство. 2007. № 7. С. 26–28.

Читайте в следующем номере

- **Черепанов А.П., Черепанов Е.А.** Прогнозирование ресурса машин на основе данных по их техническому состоянию
- **Данилов Е.А.** Системы поддержки принятия решения в промышленных системах мониторинга
- **Сорокин М.Н., Ануров Ю.Н.** Определение вероятности получения бракованных сопряжений при селективной сборке изделий типа "вал – втулка" по действительным значениям сопрягаемых параметров

УДК 621.791:539.4

А.В. Шипилов, *инженер (ООО "Газпром центрремонт", Москва),*
В.А. Ерофеев, *канд. техн. наук (Тульский государственный университет),*
С.И. Полосков, *д-р техн. наук (Научно-учебный центр "Сварка и контроль" при МГТУ им. Н.Э. Баумана)*
E-mail: a.shipilov@ceg.gazprom.ru

Оценка влияния погрешностей сборки на качество сварных соединений при орбитальной сварке трубопроводов малых диаметров

Качество сварных соединений существенно зависит от погрешностей при сборке стыков под сварку. Для обоснования допусков на погрешности сборки был выполнен анализ влияния величины сборочного зазора и смещения кромок на геометрические размеры сварного шва. При проведении исследований использовали компьютерную модель процесса орбитальной сварки неплавящимся электродом с присадочной проволокой, позволяющую виртуально воспроизводить формирование сварочной ванны и шва в зависимости от пространственного положения и точности сборки стыков. Установлены зависимости размеров шва от точности сборки стыка и его базирования относительно сварочной горелки. Эти зависимости позволили отразить в нормативных документах технические требования к сборке стыков труб малых диаметров под автоматическую орбитальную TIG-сварку.

Quality of welded connections essentially depends on errors at assemblage of joints before welding. To substantiate limits of variation on an assemblage error, an analysis of influence of assembly backlash size and displacement of edges to the geometrical sizes of a welded seam was made. During the research, the computer model of orbital welding process with not melting electrode and filler wire was used. Noted model allows to reproduce virtually the formation of a welding bath and a seam, depending on position and accuracy of joints assemblage. Dependences of the seam sizes based on accuracy of joint assemblage and its positioning relative to the welding torch are developed. These dependences allowed to establish technical requirements to joints assemblage of small diameter pipes for automatic orbital TIG-welding.

Ключевые слова: автоматическая орбитальная сварка, дуговая сварка неплавящимся электродом, обоснование допусков, точность сборки трубопроводов, физико-математическое моделирование.

Keywords: TIG-welding, arc welding with non melting electrode, limits of variation, pipelines assemblage variations, physics processes, mathematical modeling.

На компрессорных станциях помимо трубопроводов большого диаметра (до 1420 мм) для транспортировки газа есть целый ряд трубопроводов малого диаметра (22...219 мм), предназначенных для различных технологических операций. Обычно они имеют стенки толщиной 3...4 мм и только трубы диаметром 219 мм могут иметь толщину стенки до 12 мм. Несмотря на то что технологические трубопроводы малых диаметров изготавливаются из сталей разных структурных классов: низкоуглеродистых, теплостойких (хромомолибденовых и хромомолибденованадиевых), а также аустенитных (коррозионно-стойких) сталей, для сварки кольцевых стыков рекомендуется автоматическая орбитальная сварка неплавящимся электродом с присадочной проволокой [7]. Данный способ сварки хорошо зарекомендовал себя в целом ряде отраслей промышленности, так как обеспечивает стабильно высокое качество сварных соединений за счет существенного уменьшения субъективного влияния сварщика-оператора на реализацию процесса [9].

Вместе с тем, качество сварных соединений при орбитальной сварке труб во многом определяется не только самим процессом сварки, но и эффективностью вспомогательных работ, в том числе подготовкой торцов труб под сварку и точностью сборки стыков [3, 10]. Однако при монтаже трубопроводов, особенно в полевых условиях, сложно обеспечить точное сопряжение кромок и зазоров даже при наличии специальных центраторов [2]. В настоящее время наиболее детально обоснованы допуски под сборку стыков труб магистральных трубопроводов [1], поэтому обоснование технических требований к сборке труб при сварке трубопроводов малых диаметров на компрессорных станциях весьма актуально.

Цель данной статьи – оценка влияния точности сборки на качество сварных соединений при орбитальной сварке трубопроводов малых диаметров.

Отличительной особенностью сборки стыков является необходимость выполнения данной операции непосредственно на месте проведения сварочных работ, где практически невозможно исключить погрешности сборки. Причинами возникновения погрешностей являются несоосность соединяемых труб, их эллиптичность, неточности выполнения разделки кромок, неперпендикулярности торцов труб.

Непосредственно в процессе автоматической орбитальной сварки может происходить дополнитель-

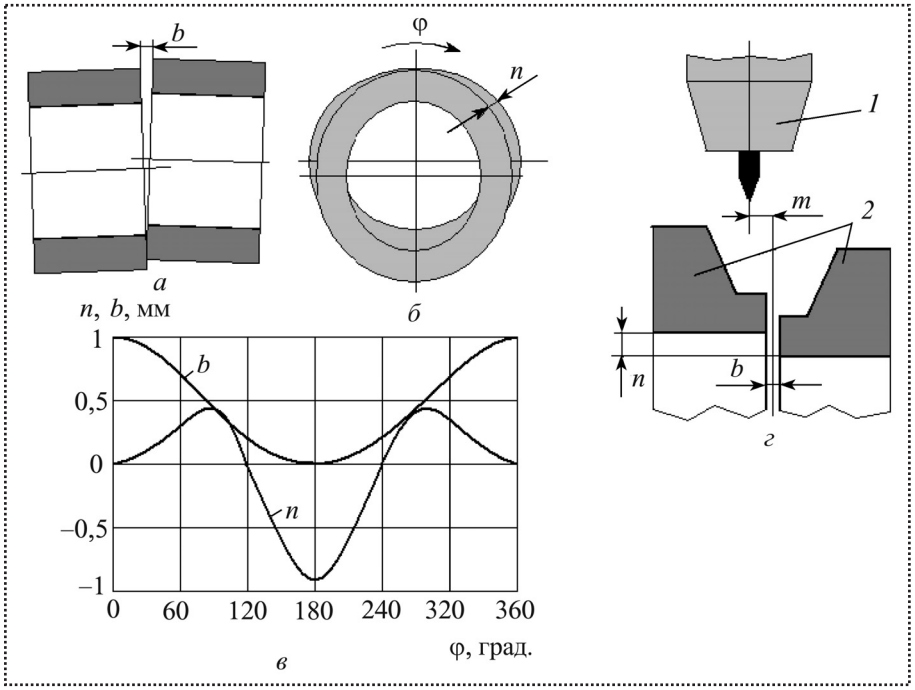


Рис. 1. Зазор и несоосность кромок труб, возникающих при сборке трубопроводов для последующей орбитальной сварки:
а – вследствие перекоса и смещения труб; *б* – вследствие эллиптичности поперечного сечения; *в* – изменение зазора *b* и смещения *n* при изменении угла поворота φ сварочной горелки; *г* – вследствие неточного расположения сварочной горелки *1* относительно кромок труб *2*

ное смещение электрода сварочной головки от оси стыка, обусловленное люфтами в сварочной головке и отклонениями в перпендикулярности плоскости стыка продольной оси трубы при механической обработке торцов труб.

Характерные зазоры и смещения кромок, возникающие при сборке стыков под сварку, показаны на рис. 1.

Из-за погрешностей сборки зазор и смещение кромок, как правило, распределены по длине окружности стыка по закону, близкому к синусоидальному, и могут характеризоваться минимальными и максимальными значениями. Однако само расположение точек максимальных значений на разных стыках непредсказуемо. Для изучения влияния качества сборки на характеристики формирования шва была выполнена компьютерная имитация процесса орбитальной сварки с использованием физико-математической модели TIG-сварки с подачей присадочной проволоки в головную часть сварочной ванны [6]. Основой модели является система уравнений теплопроводности и равновесия поверхности сварочной ванны. Модель позволяет воспроизводить формирование шва при различных формах поперечного сечения разделки кромок, в том числе при их взаимном смещении и зазоре. На взгляд авторов, вопросы качественной сборки стыков труб под автоматическую орбитальную сварку наиболее логично обоснованы в работе [4], поэтому они были взяты за основу при проведении исследований.

При сварке неповоротных стыков труб с горизонтальной осью качество формирования шва оценивается размерами его поперечного сечения в различных пространственных положениях, совпадающих с перемещением стрелки по циферблату часов, например, 0, 3, 6, 9 ч. Характерные размеры и форма шва показаны на рис. 2.

Авторы моделировали процесс аргонодуговой орбитальной сварки вольфрамовым электродом труб из стали Ст3 с подачей присадочной проволоки Св-08Г2С диаметром 1,2 мм. Моделирование выполнено при следующих значениях параметров: мощность теплового потока дуги $P = 2000$ Вт; диаметр активного пятна дуги на поверхности сварочной ванны $D = 8$ мм; скорость сварки $v_w = 4$ мм/с; скорость подачи проволоки $v_f = 10$ мм/с.

Результаты моделирования сварочной ванны и шва при сварке "снизу – вверх" стыка с толщиной стенки 3 мм без разделки кромок при их взаимном смещении на $n = 1$ мм и зазоре $b = 0,5$ мм приведены на рис. 3.

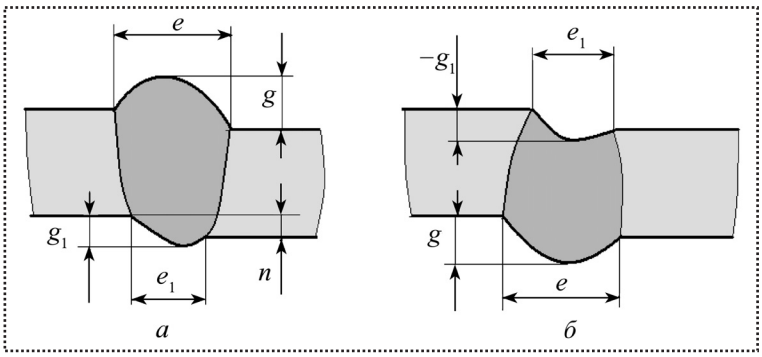


Рис. 2. Форма и характерные размеры шва:
а – нижнее положение (0 ч); *б* – потолочное положение (6 ч); e_1 – ширина проплава корня шва; g_1 – проплав (вогнутость) корня шва; *e* – ширина наружной поверхности шва; *g* – высота выпуклости шва; *n* – смещение кромок стыка

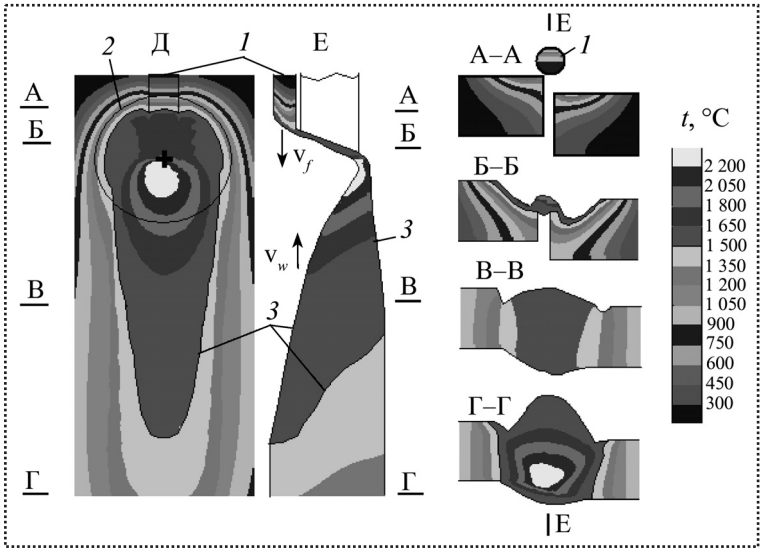


Рис. 3. Распределение температур, полученное при компьютерном моделировании формирования сварочной ванны и шва при сварке кромок толщиной 3 мм, собранных с зазором 0,5 мм и смещением 1 мм в вертикальном положении"снизу–вверх":

1 – присадочная проволока; *2* – тепловое пятно дуги; *3* – границы сварочной ванны; А, Б, В – поперечные сечения сварочной ванны; Г – профиль поперечного сечения шва с наложенным распределением максимальных значений температуры; Д – поверхность со стороны дуги; Е – осевое сечение стыка

Результаты моделирования показывают, что при подаче достаточного количества присадочной проволоки жидкий металл полностью заполняет зазор в стыке, что обеспечивает устойчивое формирование поверхности сварочной ванны даже в неблагоприятном пространственном положении сварки "снизу–вверх", в котором жидкий металл стекает из под дуги в хвостовую часть ванны, а под дугой формируется глубокий кратер. Формирование глубокого кратера повышает опасность прорыва слоя жидкого металла в зазоре с последующим проникновением капель жидкого металла во внутреннюю полость трубопроводов, что недопустимо для большинства объектов. Несмотря на устойчивое формирование сварочной ванны при зазоре и смещении кромок, шов формируется со значительным превышением проплава корня шва и выпуклости наружной поверхности шва. При этом на наружной поверхности более высокой кромки возможен подрез.

Результаты моделирования формирования сварочной ванны и шва при разной ширине сборочного зазора приведены на рис. 4.

Увеличение зазора вызывает заметное увеличение глубины кратера под дугой (рис. 4, *а*), так как уменьшается масса наплавляемого металла на кромках стыка. Одновременно повышается температура поверхности расплава в кратере, особенно слоя расплава, отделяющего кратер от зазора (рис. 4, *б*). Это обусловлено сильным уменьшением теплового потока, охлаждающего указанный слой. При широком зазоре температура этого слоя может достигать больших значений, близких к температуре кипения металла. Так как при высоких температурах поверхностное натяжение существенно снижается, и появляется давление пара металла, то при увеличении зазора возникает возможность прорыва расплава в зазор и во внутреннюю полость трубопровода, что недопустимо.

При расширении зазора изменяется профиль поперечного сечения шва (рис. 4, *в*). Проплав корня на внутренней поверхности трубы мало изменяется с изменением ширины зазора. Значительно более заметно уменьшение выпуклости наружной поверхности шва, что обусловлено увеличением количества присадочного металла, расходуемого на заполнение зазора. Максимальный допустимый зазор определяется значением, при котором выпуклость на наружной поверхности шва полностью исчезает. Увеличение ширины

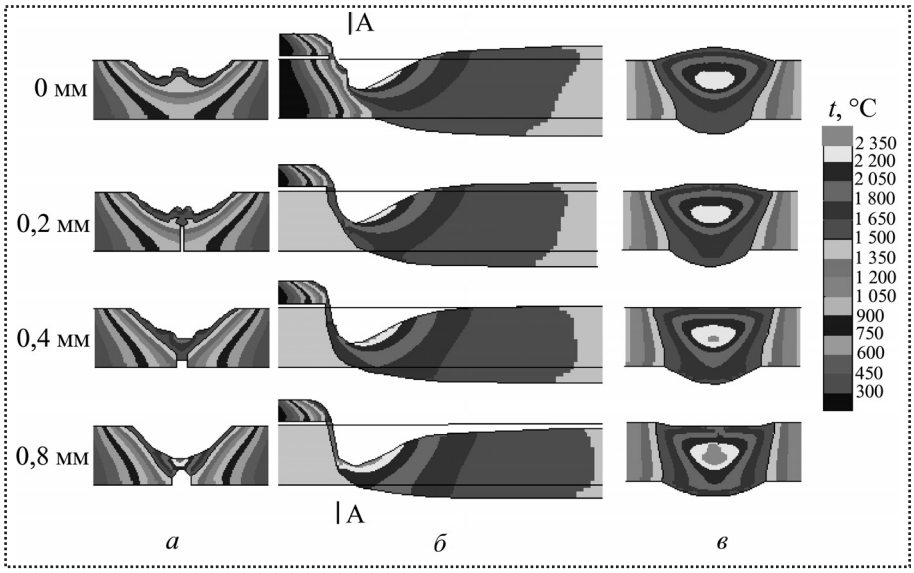


Рис. 4. Влияние ширины зазора на форму сварочной ванны и распределение температуры:

а – в поперечном сечении по оси дуги; *б* – в плоскости продольного сечения стыка; *в* – в поперечном сечении шва и предельные температуры

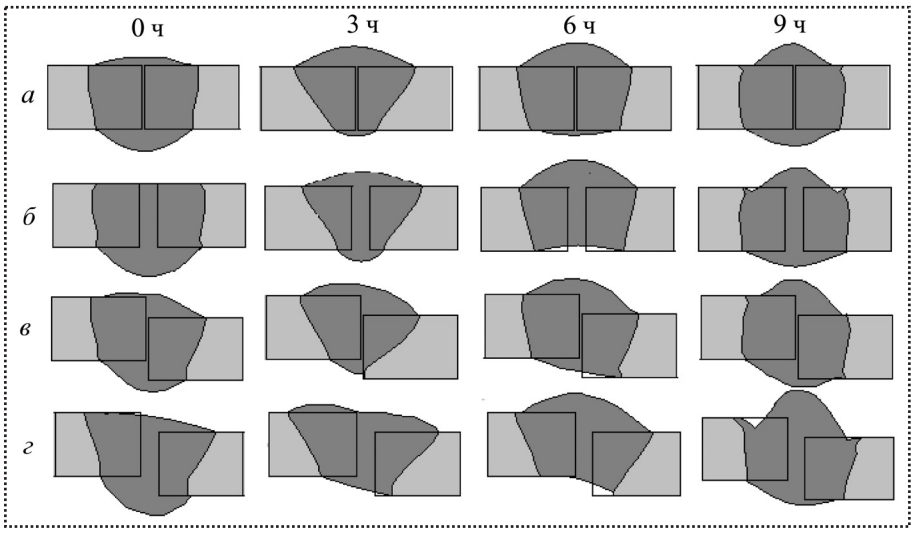


Рис. 5. Влияние сборки стыка на формирование сварного шва в различных пространственных положениях:
а – сборка без зазора и смещения кромок; *б* – сборка с зазором 0,5 мм; *в* – сборка со смещением кромок 1 мм; *г* – сборка с зазором и смещением кромок

проплава корня шва при увеличении зазора вызвано углублением кратера, благодаря которому тепло дуги вводится в более глубокие слои основного металла.

Данные результаты получены при сварке в нижнем положении, поэтому для проверки влияния качества сборки при орбитальной сварке был выполнен анализ влияния зазора и смещения кромок в различных пространственных положениях. Результаты моделирования влияния сборки стыка на формирования шва в четырех характерных пространственных положениях горелки: 0, 3, 6, 9 ч приведены на рис. 5.

Установлено, что пространственное положение заметно влияет на форму поперечного сечения шва даже при отсутствии зазора и смещения кромок (рис. 5, *а*). При этом возникновение непровара, обусловленного невозможностью присадочного металла проникнуть в корень соединения, наиболее вероятно при сварке "сверху–вниз" в положении 3 ч. При сварке в потолочном положении (6 ч) вероятно появление вогнутости корня шва, особенно при наличии зазора, для заполнения которого требуется значительное количество присадочного металла.

При сварке "снизу–вверх" (9 ч) возможно появление подрезов, особенно при наличии зазора. В этом пространственном положении, особенно при сборке с зазором, усиливается проплавление кромок и уменьшается выпуклость наружной поверхности шва, однако возрастает вероятность формирования шва с вогнутостью корня шва и с подрезами на его наружной поверхности. Так как зависимость размеров шва от ширины зазора не является линейной, то эту нелинейность нужно учитывать при определении предельно допустимого значения ширины зазора по допускам на размеры шва. Приведенные данные показывают, что влияние качества сборки стыка на формирование шва существенно зависит от его пространственного положения и наиболее заметно проявляется при сварке в потолочном положении и сварке "снизу–вверх", поэтому требования к сборке сварных соединений должны рассматриваться совместно с требованиями к геометрическим размерам швов.

Зависимость высоты проплава корня шва на внутренней поверхности трубы от ширины зазора при сварке в нижнем (0 ч) и потолочном (6 ч) положениях соответственно показана на рис. 6 и 7.

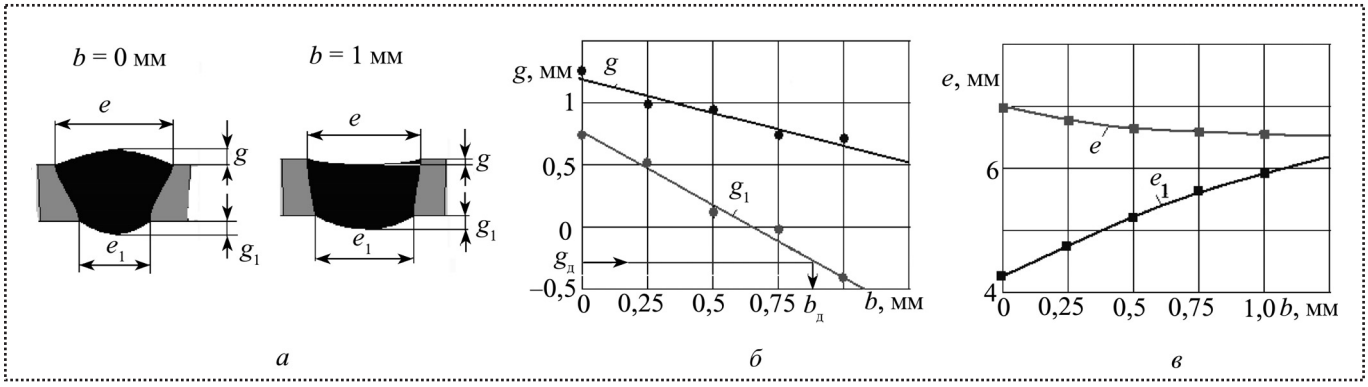


Рис. 6. Зависимость размеров шва от ширины зазора при сварке в нижнем положении:
а – форма шва в зависимости от ширины зазора; *б* – проплав корня и высота выпуклости шва, где $g_д$, $b_д$ – допустимые значения проплава корня ($g_д > -0,25$ мм) и ширина сборочного зазора ($b_д < 0,85$ мм); *в* – ширина проплава корня и наружной поверхности шва в зависимости от зазора в стыке

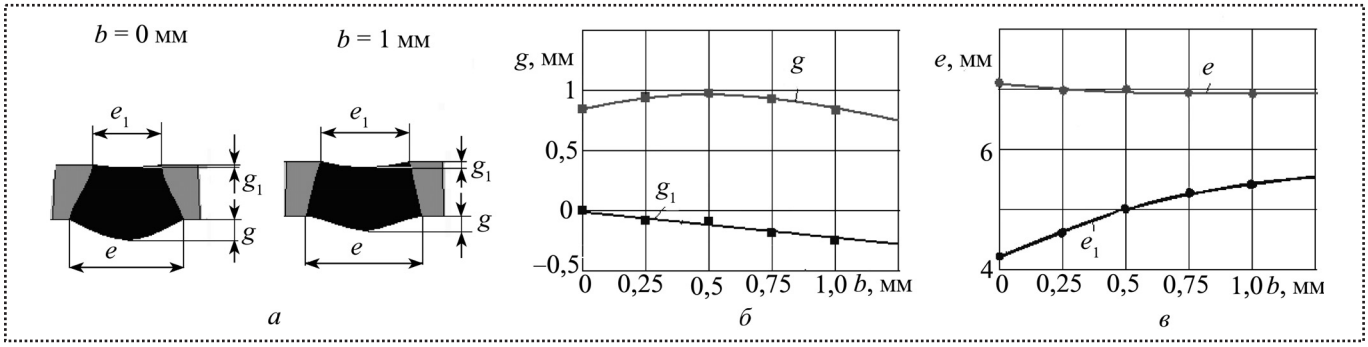


Рис. 7. Зависимость размеров шва от ширины зазора при сварке в потолочном положении:
а – форма шва в зависимости от ширины зазора; *б* – проплав корня и высота выпуклости шва; *в* – ширина проплава корня и наружной поверхности шва в зависимости от зазора в стыке

При проведении исследований установлено, что увеличение зазора существенно влияет на проплав корня шва, что особенно заметно при сварке в нижнем положении. Тогда как при правильно выбранных параметрах сварки увеличение ширины зазора не вызывает недопустимого изменения выпуклости наружной поверхности шва при сварке как в нижнем, так и потолочном положениях. Связано это с тем обстоятельством, что зазор в стыке в значительно меньшей степени влияет на форму наружной поверхности шва, тогда как на проплав корня шва он влияет в значительно большей степени.

Выполненные ранее расчеты [8] показывают, что при отсутствии дополнительных требований возможная вогнутость корня должна быть в пределах 0,8...1,5 мм, а максимальный проплав корня шва в зависимости от диаметра свариваемых труб – 2,5 мм. Для уменьшения концентрации напряжений в наружных слоях шва максимальное выступание шва при выполнении облицовочных проходов должно быть в пределах 0,5...1,5 мм. Однако, как видно из приведенного примера, допустимые значения высоты выпуклости с внешней стороны шва $g_т > -0,25$ мм обеспечиваются только при ширине сборочного зазора $b < 0,85$ мм. Поэтому по описанной методике были определены допустимые значения ширины зазора и несоосности для стыкуемых труб с отклонениями по диаметру и толщине стенки.

Полученные зависимости позволили обоснованно определить допуски на сборку стыка. Было установлено, что допустимые зазор b и несоосность n стыкуемых труб малых диаметров под сварку зависят от толщины стенки трубы и при толщине стенки $S = 2...5$ мм не должны превышать: $d < 0,03\ S^2$, $n < 0,045\ S^2$, мм. Причем при автоматической орбитальной сварке трубопроводов диаметром до 219 мм максимальный зазор в стыке должен быть в пределах 0,3...0,8 мм вне зависимости от исходных требований к геометрическим размерам сварных соединений. При отсутствии дополнительных требований возможная вогнутость корня может быть в пределах 0,8...1,5 мм, а максимальный проплав корня шва в зависимости от диаметра свариваемых труб должен быть в пределах 1,5...2,5 мм. Для уменьшения концентрации напряжений в наружных слоях шва максимальное выступание шва при выполнении облицовочных проходов должно быть в пределах 0,5...1,5 мм. Полученные результаты подтверждают требования к формированию проплава корня шва, изложенные в работе [5].

Приведенные результаты инженерного компьютерного анализа особенностей сборки труб учтены при отработке промышленной технологии автоматической орбитальной сварки неплавящимся электродом и разработке технических требований к сварным соединениям трубопроводов малых диаметров на компрессорных станциях магистральных газопроводов.

Выводы

1. Наиболее детально обоснованы допуски под сборку стыков труб магистральных трубопроводов, поэтому обоснование технических требований к сборке труб при сварке трубопроводов малых диаметров на компрессорных станциях весьма актуально.

2. Выполнен компьютерный инженерный анализ влияния качества сборки стыков на формирования шва при автоматической орбитальной сварке неплавящимся электродом с присадочной проволокой.

3. Установлено, что размеры шва нелинейно зависят от ширины сборочных зазоров и смещения кромок, что необходимо учитывать при определении допусков на качество сборки.

4. Установлено, что влияние качества сборки стыка на формирование шва существенно зависит от пространственного положения сварочной ванны и наиболее значимо проявляется при сварке в потолочном положении и сварке "снизу–вверх".

5. Вне зависимости от исходных требований к геометрическим размерам сварных соединений допустимые зазор b и несоосность n стыкуемых труб малых диаметров под сварку определяются толщиной их стенки трубы и при толщине стенки S = 2...5 мм не должны превышать: $b < 0{,}03\ S^2$, $n < 0{,}045\ S^2$, мм. Причем из условия обеспечения стабильно высокого качества сварных соединений максимальный зазор в стыке при автоматической орбитальной сварке трубопроводов малых диаметров на компрессорных станциях не должен превышать 0,8 мм.

Библиографический список

1. **Аленников С.Г., Быков И.Ю.** Расчет допустимого смещения кромок сварных соединений трубопроводов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2006. № 1. С. 31–33.

2. **Белоусов А.Н., Полосков С.И., Мостовой Ю.В.** Опыт НИКИМТ по созданию устройств для сборки и центрирования труб под сварку // Труды НИКИМТ: Сварка в атомной промышленности и энергетике. М.: ИздАТ, 2002. Т. 2. С. 382–395.

3. **Занковец П.В.** Степень влияния подготовки и сборки под сварку на качество сварных соединений технологических трубопроводов // Автоматическая сварка. 2011. № 6. С. 48–53.

4. **Оборудование** и трубопроводы атомных энергетических установок. Сварка и наплавка. Общие положения (ПН АЭ Г-7-009-89). Сварные соединения и наплавки. Правила контроля (ПН АЭ Г-7-010-89) / Госатомэнергонадзор СССР. М.: Энергоатомиздат, 1991. 320 с.

5. **Полосков С.И., Букаров В.А., Ищенко Ю.С.** Особенности управления формированием корня шва при орбитальной сварке неповоротных стыков труб // Сварочное производство. 2003. № 4. С. 3–10.

6. **Физико-математическая** модель орбитальной сварки неплавящимся электродом в инертных газах: концепция и возможности / А.В. Шипилов, В.А. Ерофеев, Е.М. Вышемирский, С.И. Полосков // Сварка и Диагностика. 2011. № 2. С. 3–9.

7. **Шипилов А.В.** Особенности автоматической орбитальной сварки неплавящимся электродом трубопроводов обвязки компрессорных станций // Сварка и Диагностика. 2010. № 5. С. 42–47.

8. **Шипилов А.В., Куркин А.С., Полосков С.И.** Влияние формы и размеров сварных соединений на долговечность трубопроводов компрессорных станций // Сварка и Диагностика. 2010. № 6. С. 47–51.

9. **Renelt E.** Automatic TIG root pass welding, using a non-current-carrying filler wire in the vertical position // Welding International. 1988. Vol. 2. № 3. P. 280–283.

10. **Rticher N.** Preparing metal tubes for orbital welding // World pipelines. 2010. Vol. 10. № 3. P. 79–82.

СПРАВОЧНИК СЛЕСАРЯ-МОНТАЖНИКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ.

Серия справочников для рабочих

В.И. Голованов, П.П. Алексеенко, В.А. Калугин и др.

2010. – 640 с. ISBN 978-5-94275-528-7 **Цена 1300 р.**

Изложены основы строительно-монтажного производства, система обеспечения безопасности при выполнении монтажных работ. Даны основы и практические рекомендации по эффективной деятельности монтажных предприятий и организаций в современных рыночных отношениях. Главное внимание обращено на вопросы технологической подготовки производства, методы осуществления основных монтажных работ, приемы выполнения слесарных, сборочных и вспомогательных работ и обеспечение их безопасного производства. Приведены сведения о составе и технологической структуре процессов и операций, выполняемых при монтаже оборудования промышленных предприятий. Представлены характеристики точности, технические характеристики инструмента, машин и приспособлений, используемых монтажниками. Рассмотрены вопросы испытания и ввода оборудования в эксплуатацию, а также организации оплаты труда в монтажных организациях.

По сравнению со вторым изданием содержание справочника значительно видоизменено, а объем увеличен. Введены новые главы: “Основы строительно-монтажного производства”, “Обеспечение безопасности при производстве строительно-монтажных работ”, “Нормирование и оплата труда монтажников”. Приведены новые виды инструментов и приспособлений и их характеристики. Дополнены отдельные главы и внесены изменения в технологию и процессы монтажа оборудования. Обновлена система стандартов и внесены соответствующие изменения в справочник.

Справочник предназначен для слесарей-монтажников промышленного и технологического оборудования, рабочих смежных специальностей, учащихся специальных учебных заведений, техникумов и колледжей.

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

УДК 621.002:681.324

В.В. Голикова, *канд. техн. наук,* **Е.Л. Первухина,** *д-р техн. наук*
(Севастопольский национальный технический университет, Украина)
E-mail elena@pervuh.sebastopol.ua

Совершенствование процедур контроля качества сборки машиностроительных изделий по диагностическим параметрам

Процедуры контроля качества сборки машиностроительных изделий дополнены известным спектральным анализом для возможности использования при изменении режимов функционирования изделий в ходе испытаний.

Procedures to control a quality of machine assemblage are complemented by known spectral analysis. They are needed to provide different regimes of the machine functioning during industrial testing.

Ключевые слова: машиностроительные изделия, приемосдаточные испытания, многомерный статистический анализ.

Keywords: engineering products, acceptance testing, multivariate statistical analysis.

До сих пор применение процедур контроля качества сборки машиностроительных изделий, даже с использованием высокоточных измерительных приборов, часто приводит к ошибочным решениям относительно годности готовых изделий к эксплуатации [5]. В первую очередь это объясняется несовершенством методик оценки состояния изделий в ходе приемосдаточных и контрольных испытаний. На предприятиях многие годы хранятся протоколы производственных испытаний, накапливаются данные, однако цели испытаний в виде верных решений по результатам обработки измерительной информации достигаются не всегда. Для повышения точности и достоверности результатов, сокращения сроков, снижения расходов необходимы современные методики на основе моделей, учитывающих статистические и функциональные связи между параметрами изделий и не чувствительных к недостатку априорной информации [1].

Несмотря на большое количество работ в области автоматизации неразрушающего контроля качества изделий, в современной научной литературе практически не описаны результаты создания и использования подобных методик для контроля качества сборки сложных машиностроительных изделий последних поколений, функционирование которых сопровождается процессами различной физической природы. К таким изделиям относят компрессоры, газотурбинные двигатели, двигатели внутреннего сгорания (ДВС).

Процедуры контроля качества сборки машиностроительных изделий авторы предлагают дополнить известным спектральным анализом для возможности использования при изменении режимов функционирования изделий в ходе испытаний.

Приемосдаточные и контрольные испытания машиностроительных изделий проводят сразу после сборки на специальных стендах, подключенных к цеховым коммуникациям. Объектом управления является испытательный стенд с установленным изделием – объектом испытаний – и соответствующим технологическим оборудованием [7]. В ходе испытаний собранных изделий определяют действительные нагрузки на элементы и устанавливают объявляемые мощность, экономичность, токсичность и другие оценочные показатели, параметры и характеристики. По окончании испытаний операторы принимают решение о годности изделий к эксплуатации. При обнаружении неполадок или дефектов изделия возвращают в сборочный цех для их устранения, а затем повторно испытывают. Приемосдаточные испытания обычно проходят все серийные изделия, выходящие с завода-изготовителя.

Основные условия и методики испытаний регламентированы государственными и отраслевыми стандартами, большая часть которых разработана в последние десятилетия XX в. Некоторые предприятия отступают от устаревших стандартов, вырабатывая собственные технические условия. В результате возникает еще одна проблема машиностроения постсоветских стран: отсутствие научно обоснованных универсальных методик для испытаний современных изделий, универсальных критериев качества и, как следствие, возможности сравнения различных изделий одного класса, выпущенных разными заводами.

Приемосдаточные испытания машиностроительных изделий относят к методам неразрушающего

контроля [1]. При делении параметров изделий на структурные и диагностические структурными называют параметры, непосредственно отражающие качество обработки деталей и сборки узлов и изделий, а диагностическими – параметры, зависящие от структурных и характеризующие рабочие процессы изделий. В ходе приемосдаточных испытаний измеряют диагностические параметры и по их значениям принимают решения о годности изделий к эксплуатации [7].

Главным недостатком существующих методик является проведение испытаний на установившихся режимах, когда детали собранных изделий находятся в динамическом равновесии. Это не позволяет выявить возможные дефекты сборки: перекосы сопрягаемых деталей, установку деталей с увеличенным (уменьшенным) натягом и т.д. Для выявления дефектов уже на стадии испытаний до сдачи в эксплуатацию необходимо измерять диагностические параметры изделий на неустановившихся режимах работы при различных значениях нагрузки [6]. Однако создаваемое для этого математическое обеспечение должно учитывать ограничения на количество измеряемых параметров и сжатые сроки автоматизированных испытаний изделий в условиях серийного производства.

Последнее предполагает создание эмпирических моделей с учетом нестационарного характера случайных процессов, отражающих изменение значений диагностических параметров испытуемых изделий. Необходимо заметить, что при исследовательских испытаниях машиностроительных изделий, представляющих сложные физические системы, их состояние описывают дифференциальными уравнениями высоких порядков. В ходе производственных испытаний, как уже отмечено, такое описание не проводят, поскольку это предполагает измерение значительного числа параметров и обработку больших массивов данных, из-за чего увеличиваются стоимость и сроки испытаний; кроме того, существуют трудности, связанные с невозможностью задания точных значений начальных данных. Усложнение изделий приводит к появлению статистических закономерностей в их описании. Следовательно, между процессами изменения отдельных параметров существуют функциональные связи, которые можно аппроксимировать математическими функциями [3].

Выбор простых аппроксимирующих функций требует проверки предположения о существовании линейной зависимости между параметрами изделий при их нормальном функционировании. Такое предположение в разные годы выдвигали и обосновывали многие исследователи, например в работах [3, 4]. Для современных инжекторных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) такие зависимости в условиях приемосдаточных испытаний (при постоянной частоте вращения коленчатого вала и переменной нагрузке, или при постоянной нагрузке и переменной частоте вращения коленчатого вала), можно получить построением касательных плоскостей к поверхностям обобщенных динамических характеристик в окрестностях отдельных рабочих точек [14]. Главное преимущество упрощенных моделей заключается в возможности моделирования испытуемых изделий в реальном времени испытаний по ограниченному числу параметров. К недостаткам относятся чувствительность к искажениям в исходных переходных процессах, наличию помех и недостатку априорной информации о вероятностных свойствах помех.

Учитывая случайный характер изменения параметров изделий, самым простым статистическим аппаратом для поиска линейной зависимости между ними является регрессия. Однако классическая регрессия требует выполнения жестких условий, в основном статистического характера. По определению, регрессия есть линейная комбинация линейно независимых базисных функций от детерминированных факторов с неизвестными коэффициентами. Отклики (измеряемые зависимые переменные) предполагаются некоррелированными случайными величинами. Процессы, характеризующие изменение исследуемых параметров, являются стационарными. В практике испытаний эти условия, как правило, не выполняются: трудно выбрать основные независимые факторы, зависимые переменные являются коррелированными случайными величинами, а процессы изменения параметров испытуемых объектов являются нестационарными даже при их работе на установившихся режимах [11].

В этих условиях наиболее целесообразным представляется анализ процессов, моделирование и прогнозирование их будущих значений на основе многомерных временных рядов и векторной авторегрессии [12]. При таком подходе к анализу скалярные нестационарные процессы изменения отдельных параметров объединяются в один многомерный случайный процесс. Физическим обоснованием для этого служат стандартные характеристики изделий (для ДВС – это скоростные, регулировочные, нагрузочные характеристики) и качественные зависимости между параметрами. Между нестационарными процессами изменения отдельных параметров исправных изделий существуют стационарные линейные комбинации, характеризующие их общую динамику. В каждый момент времени t измерительная информация имеет вид случайного $(n\times1)$-вектора $x_t = (X_{1,t}, ..., X_{i,t}, ..., X_{n,t})^T$, $i = 1...n$ – номер параметра, $t = 1, ..., T$ – время. Изменение вектора x_t во времени есть многомерный случайный процесс, методика моделирования которого

на одной частоте вращения коленчатого вала для карбюраторных, а также современных инжекторных ДВС описана в работах [2, 8, 11].

При изменении технологии испытаний и переходе к исследованию многомерного нестационарного процесса изменения наиболее информативных параметров испытуемых объектов в условиях меняющейся частоты вращения коленчатого вала следует учитывать его явный периодический характер. В случае анализа экономических данных продолжительность периода может быть заранее определена качественным анализом исследуемого процесса и затем проверена эмпирически. При исследовании технических объектов можно провести дополнительный спектральный анализ процесса.

Тогда усовершенствование процедур контроля качества сборки может быть связано с удалением из наблюдаемого многомерного процесса изменения параметров испытуемых изделий систематической составляющей, обусловленной изменением режима их функционирования в ходе испытаний.

Проанализируем измерительную информацию, полученную в ходе контрольных испытаний инжекторного бензинового четырехцилиндрового, четырехтактного ДВС, представленную в виде дискретных случайных процессов измерения диагностических параметров: удельного расхода топлива g_e (кг/кВт·ч), разрежения во впускном коллекторе P_a (кПа), крутящего момента $M_{кр}$ (Н·м), часового расхода топлива G_t (кг/ч) – рис. 1.

Эти параметры вместе с температурой охлаждающей жидкости, давлением масла отражают качество сборки двигателя и его пригодность к дальнейшей эксплуатации. Нахождение G_t и g_e в допустимых пределах свидетельствует о нормальной работе систем питания и зажигания, косвенно – о нормальном течении процесса сгорания топлива, характеризуя состояние цилиндропоршневой группы, опережения зажигания и т.д. От давления во впускном коллекторе напрямую зависит, какое количество свежей рабочей смеси попадет в цилиндр.

Для исправных двигателей между нестационарными процессами изменения отдельных параметров существуют устойчивые (стационарные) линейные зависимости [11]. Проверим, существуют ли такие зависимости при изменении частоты вращения коленчатого вала.

Случайные процессы изменения исследуемых диагностических параметров двигателей внутреннего сгорания являются нестационарными, а их первые разности ($\Delta X_t = X_t - X_{t-1}$, где Δ – разностный оператор) – стационарными процессами.

Для выявления систематической периодической составляющей каждого процесса рассмотрим спектральные функции случайных процессов, представляющие разложение их автокорреляционных функций в ряд Фурье.

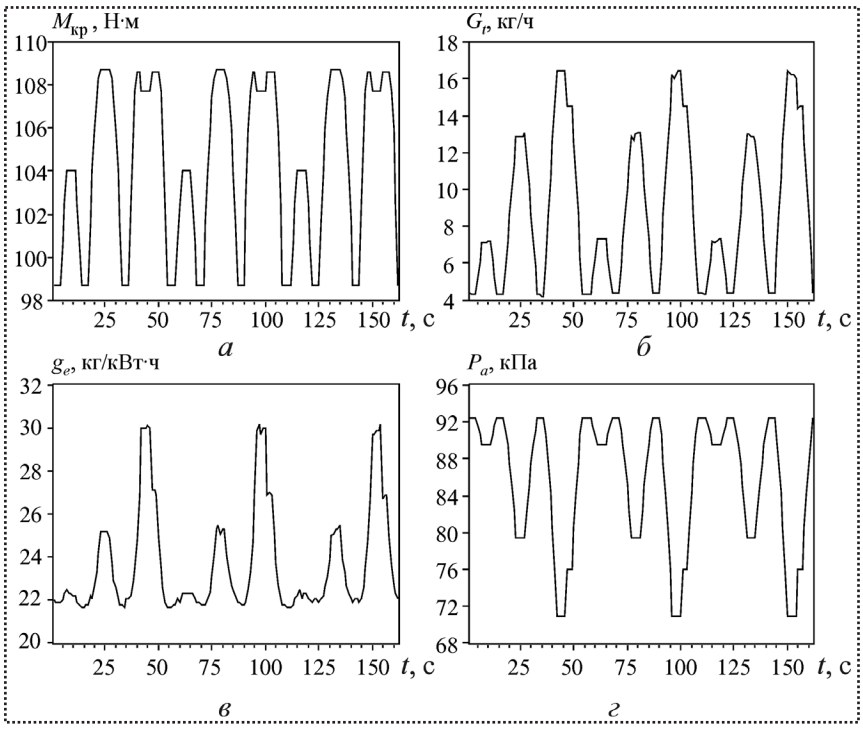


Рис. 1. Измерения параметров ДВС:
а – крутящего момента; *б* – часового расхода топлива; *в* – удельного расхода топлива; *г* – разрежения во впускном коллекторе

Как известно, спектральная плотность является непрерывной неотрицательной функцией и связана с теоретической автокорреляционной функцией $\rho(k)$ соотношением:

$$I(\omega) = D[1 + 2\rho_1 \cos(\pi\omega) + \\ + 2\rho_2 \cos(\pi\omega) + \ldots],$$

где D – дисперсия процесса. Обратное соотношение записывается в виде интеграла. Таким образом, автокорреляционная функция и спектральная плотность математически эквивалентны, поскольку являются взаимными трансформантами [10].

В качестве оценки спектра использована сглаженная периодограмма. Периодограмма, или выборочный спектр, является несостоятельной оценкой спектральной плотности, однако ее значения для различных частот асимптотически независимы, благодаря чему существует возможность построения состоятельных оценок. Вид периодограммы тесно связан со структурой процесса и является хорошим средст-

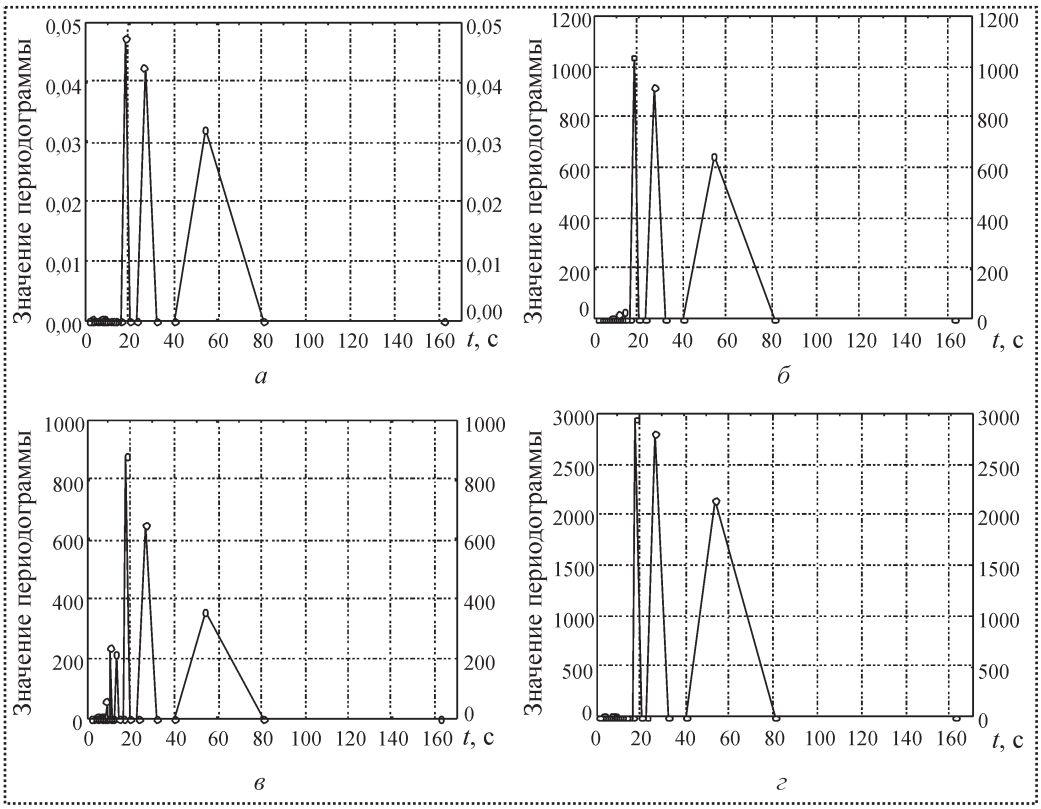


Рис. 2. Периодограммы для процессов изменения:
а – удельного расхода топлива; *б* – часового расхода топлива; *в* – крутящего момента; *г* – разрежения во впускном коллекторе

вом для выявления скрытых периодичностей. Например, теоретический спектр "белого шума" – константа. Для нестационарных процессов с гладким трендом периодограмма содержит резкий подъем в области низких частот, отражая детерминированную периодичность с очень большим периодом. Наличие периодических эффектов проявляется в виде острых узких пиков в периодограмме на соответствующей частоте. Пики значений периодограммы иллюстрируют распределение дисперсии процессов между различными гармоническими компонентами (рис. 2). Результаты спектрального анализа четырех исследуемых случайных процессов показали наличие трех наивысших пиков. Максимальный пик на периодограмме – на частоте около 0,056 Гц, соответствующей значению периода 18.

Модели всех четырех случайных процессов имеют по три составляющих:

$$x_t = TC_t + S_t + F_t, \qquad (1)$$

где TC_t – тренд-циклическая (неслучайная) составляющая; S_t – периодическая составляющая; F_t – нерегулярная (случайная) составляющая. Для каждого исследуемого случайного процесса в качестве модели выбрана аддитивная модель в виде (1) с периодом 18, так как каждый процесс (см. рис. 1) имеет постоянные колебания, величина которых не зависит от общего уровня значений процесса.

В соответствии с методом классической декомпозиции (метод Census1) [13] периодическая составляющая исследуемых процессов определена через представление скользящими средними с периодом осреднения, равным определенному периоду 18:

$$x_t = \frac{1}{m}\sum_{i=t-p}^{t+p} x_i, \qquad (2)$$

где m – нечетное число; x_i – фактическое значение i-го уровня; m – число уровней, входящих в интервал сглаживания ($m = 2p + 1$); x_t – значение скользящей средней в момент t; i – порядковый номер уровня в интервале сглаживания; p – параметр, при нечетном m $p = (m - 1)/2$.

Исходный процесс преобразуется путем вычитания из него значений периодической составляющей. Полученные после преобразования процессы изображены на рис. 3. Средние значения новых процессов не меняются по сравнению со средними значениями исходных процессов, однако дисперсии уменьшаются за счет снижения разброса в значениях измеренных параметров.

Полученные в результате статистического анализа причинно-следственные зависимости между преобразованными процессами позволяют выразить одни диагностические параметры через другие:

$$g_{\hat{e}_t} = 0{,}0673 G_{t_t} - 0{,}0235 M_{\text{к}_t} + 0{,}0243 P_{a_t}. \qquad (3)$$

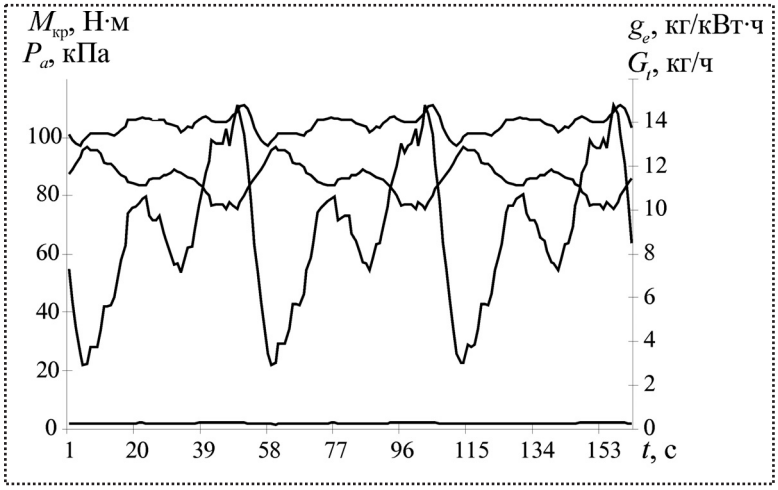


Рис. 3. Преобразованные случайные процессы:
1 – крутящий момент; *2* – часовой расход топлива; *3* – разрежение во впускном коллекторе; *4* – удельный расход топлива

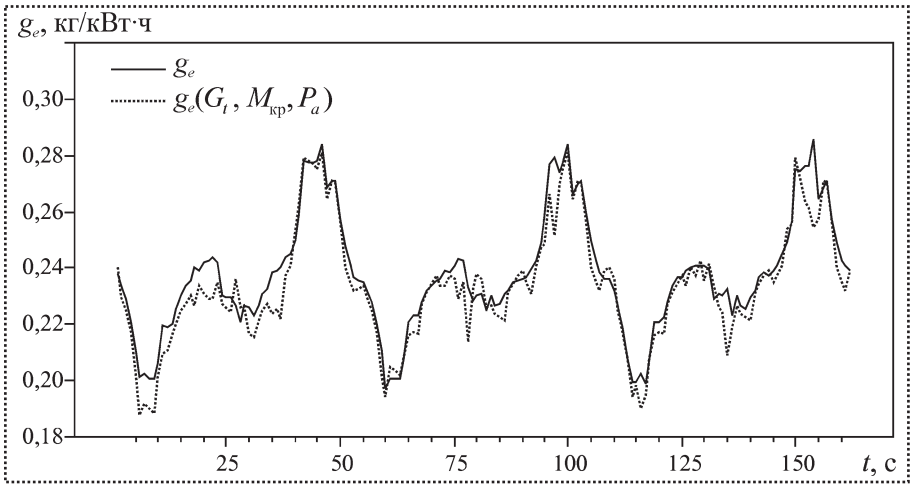


Рис. 4. Расчетный и преобразованный процессы изменения удельного расхода топлива

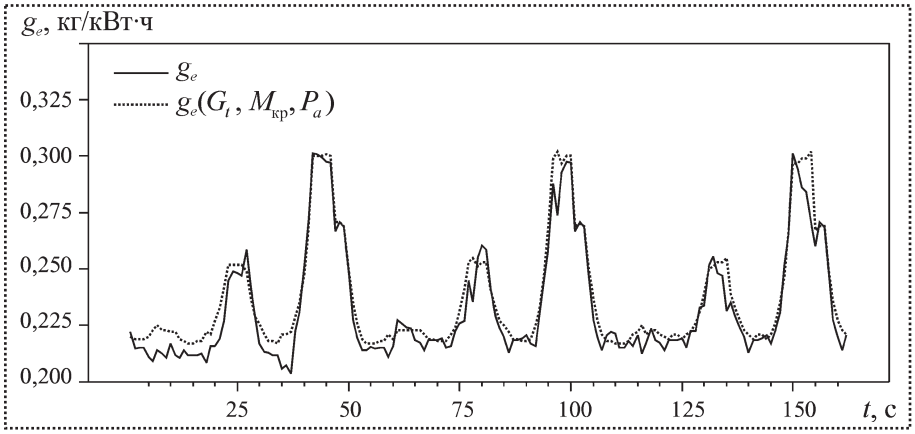


Рис. 5. Расчетный с вычисленной периодической составляющей и экспериментальный процессы

Адекватность соотношения (3) проверяется построением графиков расчетных и преобразованных процессов (рис. 4) и сравнением расчетных данных и данных с вычисленной периодической составляющей (рис. 5).

Усовершенствование процедур для контроля качества сборки машиностроительных изделий предполагает использование разных методов многомерного статистического анализа с учетом изменения режимов функционирования изделий в ходе испытаний. В результате снижаются погрешности оценки, увеличивается достоверность и точность получаемых прогнозных значений параметров. Установленные соотношения между диагностическими параметрами изделий позволяют уменьшить количество измеряемых параметров и тем самым снизить стоимость и сроки испытаний.

Предлагаемый подход создает математическую базу для проведения приемосдаточных и контрольных испытаний на различных режимах. Направления будущих исследований могут быть связаны с моделированием и прогнозом значений параметров при случайном изменении нагрузки на изделия, имитирующем условия эксплуатации.

Библиографический список

1. **Автоматизация** мелкосерийного машиностроительного производства и качество продукции / Р.И. Адгамов, В.М. Белоног, Ю.Н. Блошицын. Под общ. ред. Р.И. Адгамова. М.: Машиностроение, 1983. 280 с.

2. **Голикова В.В., Первухина Е.Л.** Методы многомерного статистического анализа в задачах контроля качества сборки машиностроительных изделий // Сборник докладов международного научно-технического семинара "Современные технологии сборки". 2011. М., 2011. С. 140–147.

3. **Дрейпер Н., Смит Г.** Прикладной регрессионный анализ. В 2-х кн. Кн. 1. М.: Финансы и статистика, 1986. 369 с.

4. **Идентификация** и диагностика в информационно-управляющих системах авиакосмической энергетики / Б.В. Боев, В.В. Бугровский, М.П. Вершинин и др. М.: Наука, 1988. 168 с.

5. **Машиностроение.** Энциклопедия. Технология сборки в машиностроении. Т. III-5. / А.А. Гусев, В.В. Павлов, А.Г. Андреев и др. Под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. М.: Машиностроение, 2001. 640 с.

6. **Осипов К.Н.** Контроль качества сборки ДВС на этапе приемосдаточных испытаний // Сборник докладов между-

народного научно-технического семинара "Современные технологии сборки". М., 2011. С. 147–153.

7. **Первухина Е.Л., Голикова В.В., Степанченко Т.Л.** Информационные технологии в задачах выявления неисправных машиностроительных изделий в ходе приемосдаточных испытаний после сборки // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2010. № 11.

8. **Первухина Е.Л., Голикова В.В., Осипов К.Н.** Обнаружение дефектов машиностроительных изделий в ходе приемосдаточных испытаний // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2010. № 5. С. 97–105.

9. **Первухина Е.Л., Осипов К.Н., Рапацкий Ю.Л.** Моделирование поршневых ДВС в ходе приемосдаточных испытаний по результатам измерений их диагностических параметров // Двигатели внутреннего сгорания. 2011. № 2. С. 130–134.

10. **Box George E.P., Jenkins Gwilym M., Reinsel Gregory C.** Time series analysis, forecasting and control. New Jersey: Prentice Hall, Englewood Cliffs, 1994. 598 p.

11. **Golikova V., Pervukhina E., Emmenegger J.-F.** Cointegration of control parameter time series measured on motors at the stage of assemblage // International Journal of Pure and Applied Mathematics. 2008. Vol. 42. № 1. P. 139–151.

12. **Hendry D.F.** Dynamic econometrics. Oxford: Oxford University Press, 1995. 869 p.

13. **Makridakis S.G., Wheelwright S.C.** Forecasting methods for management. New York: Wiley, 1989. 470 c.

14. **Pierwuchina E.** Analiza informacji w trakcie badan produkcyjnych wyrobow maszynowych // Technologia i automatyzacia montazu. 2005. № 3. S. 23–25.

УДК 621.9.06-233.1-762

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

Влияние погрешностей установки на герметичность бесконтактных уплотнительных устройств

Рассмотрены вопросы герметичности шпиндельных узлов в зависимости от погрешностей сборки бесконтактных лабиринтных уплотнений. Проведенные экспериментальные исследования показали существенное влияние погрешностей установки деталей на герметичность уплотнений.

Considered a problem of spindles tightness depending on the error in non-contact labyrinth seals. Experimental studies have shown a significant effect of error set as rotating and nonrotating parts of seals.

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

Keywords: assembling, sealing devices, labyrinth seals, tightness, clearance, spindle assembly, setting error.

Существенное значение для достижения требуемой точности замыкающих звеньев имеют технологические погрешности изготовления и установки деталей сборки [4]. Как правило, эти погрешности влияют также на показатели назначения, технологичности и надежности всего сборочного узла. К числу таких показателей, входящих в состав технических требований к сборке, относится *герметичность узла* [5]. Особенно актуален этот показатель для бесконтактных лабиринтных уплотнений, которые наиболее широко используют для герметизации опор качения шпиндельных узлов металлорежущих станков. Это связано с тем, что от качества работы уплотнений шпиндельных узлов зависят такие важнейшие параметры станка в целом, как точность, жесткость, виброустойчивость и долговечность [2, 3]. При этом следует отметить, что, несмотря на важность, данный вопрос для бесконтактных уплотнений практически не исследован.

К числу возможных технологических погрешностей изготовления и установки деталей, способных оказывать влияние на работоспособность лабиринтных уплотнений, следует отнести радиальные и осевые биения вращающихся дисков, неперпендикулярность установки невращающихся деталей, шероховатость поверхностей и др. Рассмотрим более подробно особенности установки бесконтактных лабиринтных уплотнений, которые наиболее широко используют для герметизации опор качения шпиндельных узлов металлорежущих станков [1].

Экспериментальные исследования, проведенные в Московском государственном университете приборостроения и информатики (МГУПИ), показали существенное влияние погрешности установки как вращающихся, так и невращающихся деталей уплотнения. Эксперименты проводились в широком диапазоне изменения величин осевого биения вращающегося диска, неперпендикулярности установки невращающегося диска, осевого зазора между дисками, радиальных размеров уплотнения, частот вращения шпинделя и других параметров.

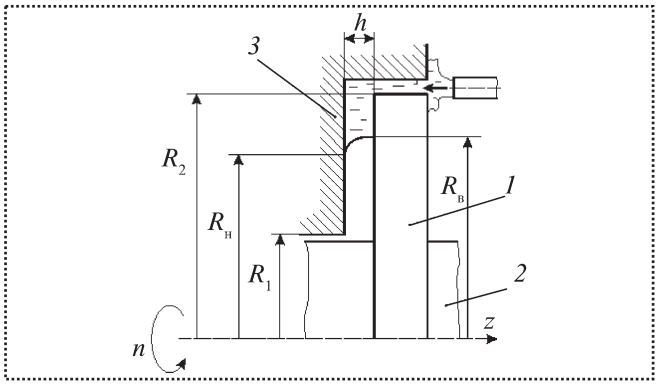


Рис. 1. Схема лабиринтного уплотнения

На рис. 1 приведена упрощенная схема установки лабиринтного уплотнения, содержащего вращающийся диск *1*, установленный на шпинделе *2* и невращающийся диск *3*. При нормальной работе в жидких средах (защита подшипников от смазочно-охлаждающих составов и т.п.) радиус зеркала жидкости устанавливается между внешним радиусом уплотнения R_2 и внутренним радиусом R_1 в пределах $R_в$ (вблизи вращающегося диска) и $R_н$ (вблизи невращающегося диска).

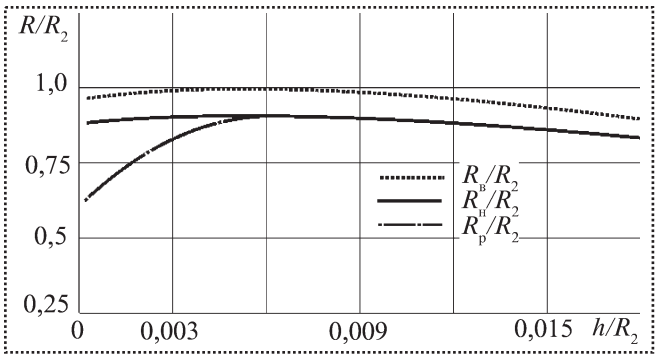


Рис. 2. Зависимость положения границы раздела фаз воздух–жидкость от относительного осевого зазора:
R_2 = 64 мм; δ/R_2 = 0,0007; ω = 141 с$^{-1}$

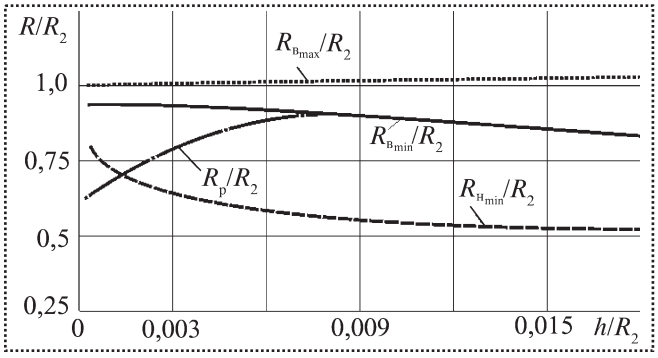


Рис. 3. Зависимость положения границы раздела фаз воздух–жидкость от относительного осевого зазора:
R_2 = 64 мм; δ/R_2 = 0,0007; ω = 375 с$^{-1}$

Результаты экспериментальных исследований приведены на рис. 2–6. Переменный радиус зеркала жидкости – это первая особенность, обнаруженная в ходе экспериментальных исследований, которая влияет на герметичность узла. До этого считалось, что граница раздела фаз воздух–жидкость является цилиндрической [6].

Второй парадоксальной особенностью является обнаруженный эффект снижения герметичности уплотнения при уменьшении зазоров в уплотнении. Данный эффект, как было установлено, обусловлен разбрызгиванием жидкости в зазоре, которое появляется при наличии осевого биения вращающегося диска (см. рис. 2–4). С увеличением зазора граница разбрызгивания $R_р$ постепенно сливается с радиусом зеркала жидкости вблизи невращающегося диска $R_н$.

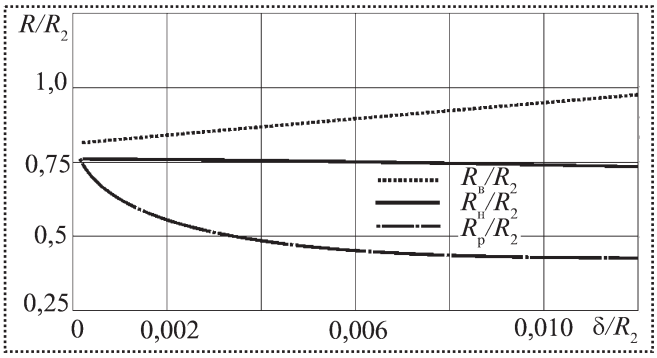


Рис. 4. Зависимость положения границы раздела фаз воздух–жидкость от величины относительного осевого биения вращающегося диска:
R_2 = 64 мм; ω = 141 с$^{-1}$; h/R_2 = 0,0003

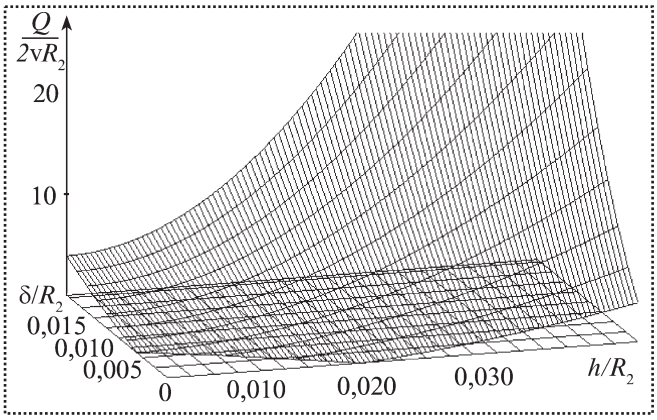


Рис. 5. Удельная утечка через уплотнение в зависимости от относительного осевого зазора и неперпендикулярности установки невращающегося диска:
$\nu = 10^{-6}$ м^2/с – кинематический коэффициент вязкости жидкости; R_1 = 20 мм; R_2 = 35 мм; ω = 168 с$^{-1}$

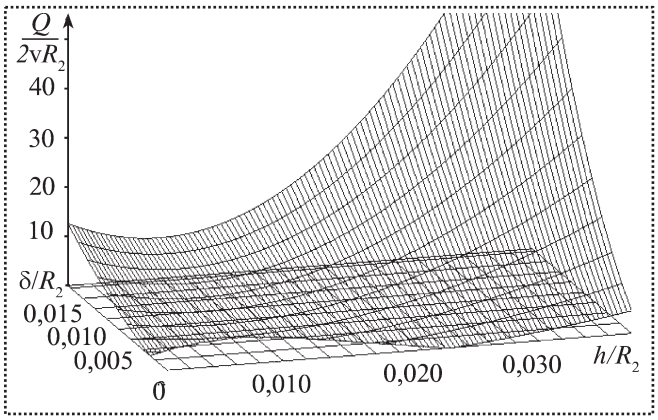


Рис. 6. Удельная утечка через уплотнение в зависимости от относительного осевого зазора и биения вращающегося диска: $\nu = 10^{-6}$ м^2/с – кинематический коэффициент вязкости жидкости; $R_1 = 20$ мм; $R_2 = 35$ мм; $\omega = 168$ с$^{-1}$

Третий обнаруженный эффект, на первый взгляд, вообще противоречит известным законам физики. С увеличением частоты вращения ω, как известно, увеличиваются центробежные силы, действующие на жидкость в зазоре уплотнения, что должно приводить к повышению герметичности уплотнения, а не наоборот, к ее снижению. Теоретически, при повышении частоты вращения и постоянном внешнем напоре жидкости, радиус границы раздела фаз воздух–жидкость должен стремиться к наружному радиусу уплотнения [6]. На практике же данное поведение жидкости имеет место лишь при относительно невысоких частотах вращения. В области высоких частот вращения, как было обнаружено, теряется устойчивость границы раздела фаз воздух–жидкость, возникает автоколебательное течение в радиальном направлении, что и приводит к снижению герметичности уплотнения (см. рис. 3).

Граница положения раздела фаз воздух–жидкость также существенно зависит от величины осевого биения вращающегося диска (см. рис. 4). С одной стороны, увеличение биения вращающегося диска увеличивает напор, развиваемый уплотнением (вследствие увеличения закрутки потока жидкости). Этим объясняется приближение границы раздела фаз вблизи вращающегося диска к наружному радиусу, что должно повышать герметичность уплотнения. С другой стороны, наблюдается противоположная тенденция: радиус разбрызгивания уменьшается, что приводит к общему падению герметичности уплотнения. Так, для уплотнения с соотношением $R_2/R_1 = 0{,}5$ при относительном биении $\delta/R_2 = 0{,}002$ герметичность уплотнения обеспечивается, а при $\delta/R_2 = 0{,}004$ будет иметь место утечка жидкости.

Сводные графики для удельных утечек через уплотнение приведены на рис. 5 и 6. Полученные зависимости показывают наличие зон работы уплотнений с отсутствием утечек.

Проведенные исследования позволили выявить наличие оптимальных областей работы уплотнения в зависимости от соотношений осевых зазоров и погрешностей установки дисков.

Библиографический список

1. **Албагачиев А.Ю., Кушнир А.П.** Влияние параметров сборки бесконтактных уплотнительных устройств на герметичность шпиндельных узлов / Сборка в машиностроении, приборостроении. 2011. № 4. С. 15–19.

2. **Кушнир А.П.** Долговечность шпиндельных узлов на опорах качения по критерию точность вращения в условиях абразивного износа. Фундаментальные проблемы и современные технологии в машиностроении. Сб. трудов Международной научно-практической конференции. М.: Машиностроение, 2010. С. 120–123.

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

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

5. **Справочник** технолога-машиностроителя: в 2 т. Т. 2 / Под ред. А.М. Дальского, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова и др., изд. 5-е, испр. М.: Машиностроение, 2003. 912 с.

6. **Уплотнения** и уплотнительная техника / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др. М.: Машиностроение, 1986. 464 с.

УДК 629.7.018.3: 536.24

С.В. Резник, *д-р техн. наук,* **О.В. Денисов,** *канд. техн. наук,*
В.П. Тимошенко, *д-р техн. наук (МГТУ им. Н.Э. Баумана)*
E-mail: sergeyreznik@bmstu.ru

Особенности техники тепловых испытаний элементов натурных стержневых космических конструкций*

Представлены особенности тепловых испытаний, предназначенных для определения теплофизических свойств композиционных материалов непосредственно на стержневых элементах натурных космических конструкций. Испытания проведены с использованием солнечной концентрирующей системы (солнечной печи), вакуумной камеры с галогенными лампами и контактным нагревателем. Определены температурные зависимости коэффициента теплопроводности в окружном и продольном направлениях композиционного материала стержневых элементов натурной космической конструкции. Экспериментальные данные позволяют выбрать технические и технологические решения, которые обеспечивают высокую стабильность формы и размеров конструкций.

Features of thermal tests of rod elements full-scale space structures oriented on determination of thermophysical properties of composite materials are presented. The tests are conducted with the solar concentrating system (solar furnace), the vacuum chamber with halogen lamps and contact heater. Temperature dependences of thermal conductivity in circular and longitudinal directions of composite material of full-scale space structures element were determined. Experimental data makes it possible to choice engineering and technological solutions which ensure high stability of shape and sizes of structures.

Ключевые слова: натурная космическая конструкция, стержневой элемент, композит, термостабильность, тепловое испытание, методика, измерения.

Keywords: full-scale space structure, rod element, composite, thermal stability, thermal test, method, measurement.

Введение

Стержни – один из основных строительных элементов разнообразных космических конструкций (КК) – антенных рефлекторов, ферм, рам, платформ, мачт и т.п. (рис. 1). Увеличение геометрических размеров конструкций, ограничения по массе, высокие требования к стабильности формы и размеров при сборке и длительной эксплуатации делают актуальным поиск новых материаловедческих решений. В этой связи становится понятным интерес к применению в стержневых конструкциях композиционных материалов (КМ), обладающих высокой удельной прочностью, жесткостью, малыми значениями коэффициентов термического линейного расширения.

Для проектирования КК необходимо располагать комплексом физико-механических, оптических и теплофизических свойств (ТФС) КМ, которые пока плохо изучены. Например, неопределенность коэффициента теплопроводности λ_z КМ вдоль плоскости армирования закрепленного с двух сторон стержня, неравномерно нагретого по длине потоком солнечного излучения q = 1 400 Вт/м^2, может привести к 37 %-ной ошибке в определении поперечных перемещений (рис. 2). Традиционные методики определения указанных свойств не обеспечивают получения необходимых данных с требуемой точностью и производительностью.

Особенности стендовых испытаний

Стендовые испытания имеют высокую информационную отдачу и сравнительно низкую стоимость. Они проводятся на натурных элементах КК, позволяют проверять модели теплообмена и оценивать работоспособность конструкций. Для определения параметров математической модели необходимо создать такие условия эксперимента, при которых ТФС объекта проявляются наиболее сильно. Изменение температуры по пространственным координатам зависит от соответствующих коэффициентов теплопроводности.

Для стержневых КК наибольший интерес представляют значения коэффициентов теплопроводности в осевом λ_z и окружном λ_φ направлениях. Поэтому экспериментальные установки должны обеспечивать существенный перепад температуры по этим направлениям путем неравномерного нагрева без наруше-

* Отдельные результаты настоящей работы получены при финансовой поддержке по гранту РФФИ 08-08-0165а.

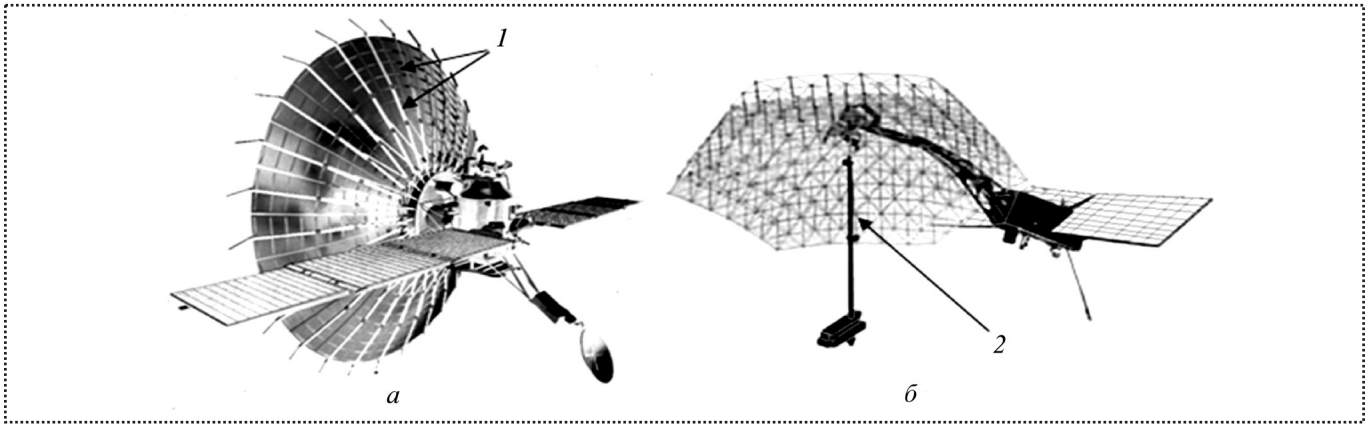


Рис. 1. Композитные стержневые космические конструкции:
а – космический аппарат "Астрон" (НПО им. С.А. Лавочкина); *б* – спутник "Кондор" (НПО машиностроения): *1* – каркас антенны (эксплуатационные перемещения $D < 0{,}18$ мм); *2* – поворотное устройство (длина 2,5 м; $D < 0{,}19$ мм)

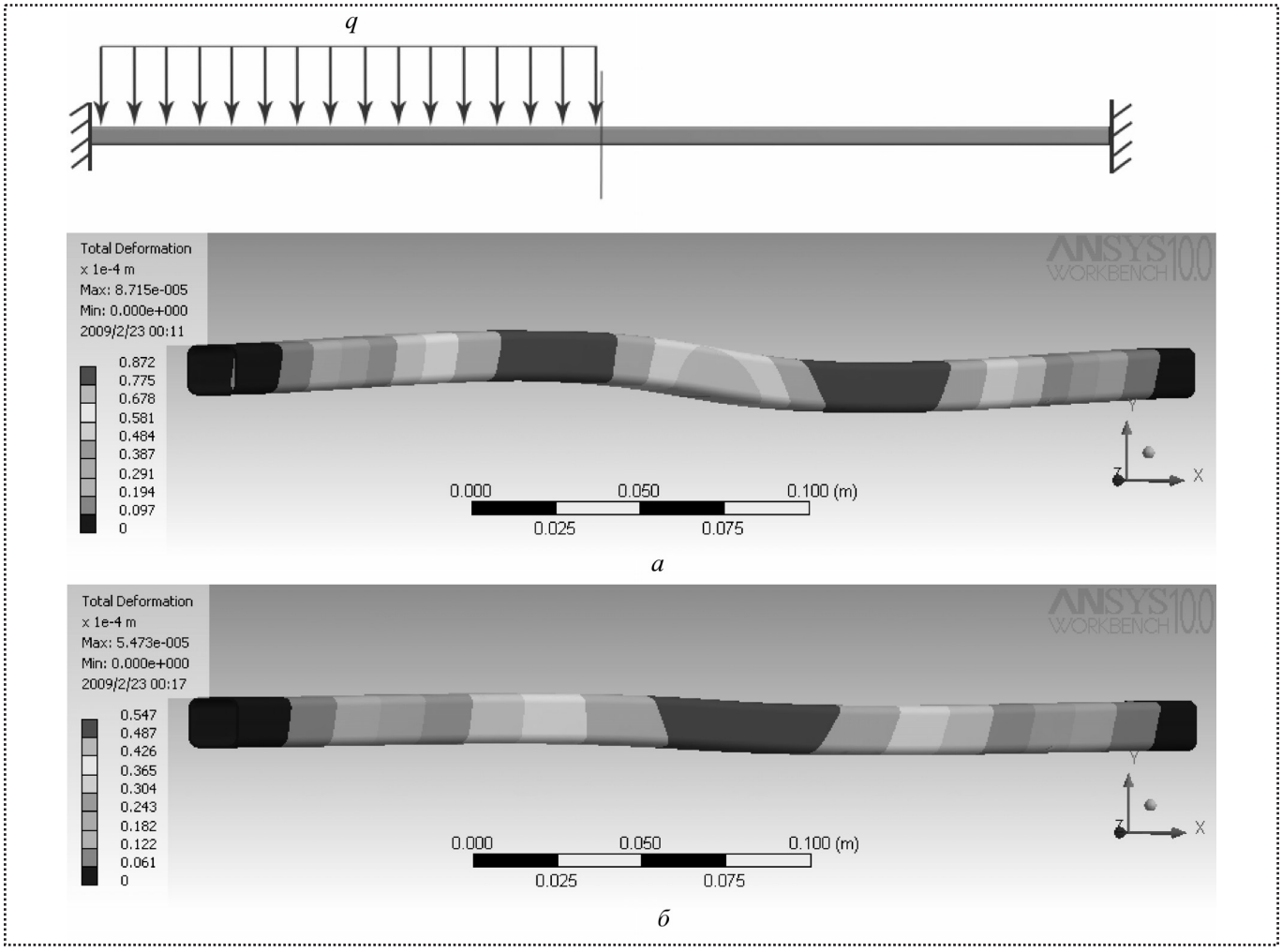


Рис. 2. Распределение поперечных перемещений стержня, закрепленного с двух сторон:
а – $\lambda_z = 0{,}86$ Вт/(м·К); *б* – $\lambda_z = 4{,}5$ Вт/(м·К)

Особенности стендовых тепловых испытаний стержневых космических конструкций

Воспроизводимые факторы	Влияние фактора на температурное состояние конструкции	Препятствия для воспроизведения	Средства и способы обеспечения
Плотность падающих тепловых потоков	Очень сильное	Существенное различие плотности прямого солнечного излучения, отраженного от планеты и собственного излучения планеты	Управляемые электрические источники излучения, гелиоустановки
Спектральный состав падающих тепловых потоков	Слабое	Отличие спектрального распределения энергии электрических источников излучения и Солнца	Оптические фильтры
Угловая структура падающих потоков излучения	Достаточно сильное	Диффузное распределение энергии электрических источников излучения	"Выпрямляющие" решетки и диафрагмы
Температура окружающей среды	Достаточно сильное	Отличие температур на Земле и в космосе	Система охлаждения хладагентами
Вакуум	Достаточно сильное	Отличие степени разрежения в космосе и в вакуумной камере	Вакуумная камера
Неравномерность и периодический характер нагрева	Сильное	Локальное расположение источников нагрева и ограниченные размеры камеры	Вспомогательные устройства для затенения части поверхности конструкции, система управления падающими потоками

ния структуры материала, стабильности формы и размеров образца.

Особенности стендовых испытаний показаны в таблице. Понятно, что создание универсальной установки для воспроизведения всех факторов теплового нагружения затруднительно. Существующая экспериментальная база недостаточно использовалась для тепловых испытаний стержневых КК из КМ [2]. Для стендовых тепловых испытаний стержневых КК можно применять средства радиационного нагрева – вакуумные камеры с электрическими источниками излучения, гелиоустановки, а также установки контактного нагрева. Современные стендовые испытания предусматривают автоматическую систему обработки экспериментальных данных датчиков температур и тепловых потоков.

Проведение тепловых испытаний

Для определения комплекса ТФС КМ предложены новые подходы к постановке тепловых испытаний элементов натурных стержневых КК. Новизна методик заключается в использовании современных численных методов для прогнозирования тепловых режимов объектов наземных испытаний и оценки методических погрешностей измерения температуры (МПИТ) контактными датчиками, применения методологии обратных задач теплообмена для планирования измерений температуры и обработки экспериментальных данных [1, 3, 4].

При обосновании условий испытаний применена система тепловых моделей для численного решения задач теплообмена одиночных и соединенных стержней. Выбор типов и схем размещения датчиков температуры, режимов нагрева был осуществлен на основе исследования закономерностей нестационарных процессов совместного переноса энергии теплопроводностью и излучением в полых стержнях из КМ для условий космического полета и наземных испытаний.

Методики реализованы с использованием экспериментальных установок и стендов: гелиоустановки "ИГУС" ИПМ им. И.Н. Францевича НАН Украины в Крыму, вакуумной камеры ОАО "НПО "Молния", установки "СШВ" с электрическими источниками теплового излучения в ОАО "ВПК "НПО машиностроения". Объектами испытаний служили полые стержни круглого и прямоугольного сечения из углепластика с соотношением $l/d \geq 10$ и $d/\delta \geq 10$, где l, d, δ – соответственно, продольный, поперечный размеры и толщина; $\delta \leq 5$ мм.

Для определения температурной зависимости коэффициента теплопроводности КМ в продольном направлении $\lambda_z(T)$ стержня была использована установка контактного нагрева (рис. 3). Размеры образца и камеры: d = 15 мм; δ = 0,6 мм; l = 400 мм; радиус R = 97 мм. По теоретическим оценкам для условий контактного нагрева температурные градиенты в продольном направлении углепластикового стержня не превышают 3 К/мм, уровни температур – не выше 450 К, скорость нагрева от 0,10 до 0,15 К/с, длина прогретой части стержня L – от 30 до 60 мм, а время эксперимента – от 600 до 1000 с.

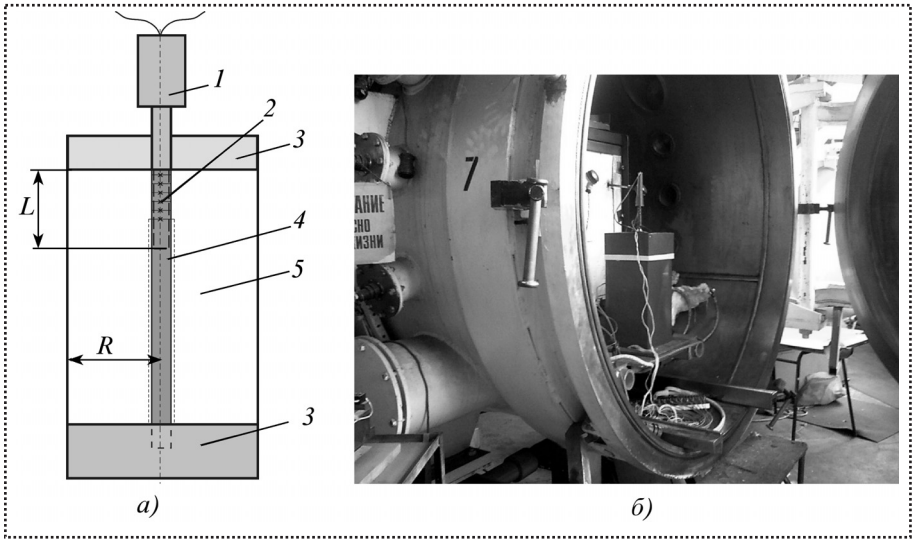


Рис. 3. Установка контактного нагрева:
а – схема: *4* – образец; *5* – камера спокойного воздуха; *3* – теплоизоляция; *1* – нагреватель; *2* – термопары; *б* – внешний вид

Суть испытания заключалась в нагреве до 420 К одного из торцов экспериментального образца и формировании в нем неоднородного по длине температурного поля, измерении температурных полей вдоль продольной оси стержня, обработке экспериментальных данных при помощи программы решения коэффициентной обратной задачи теплопроводности (ОЗТ). Как известно, на точность решения ОЗТ влияет неопределенность исходных данных по оптическим свойствам, коэффициенту теплоотдачи, погрешности применяемых средств измерений. Степень черноты образца определяли на терморадиометре ТРМ-4 в ОАО "Композит" и корректировали с учетом размеров стержня и камеры.

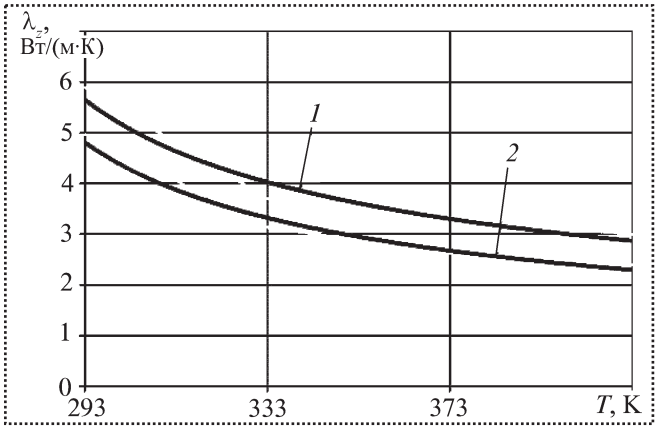


Рис. 4. Результаты определения коэффициента теплопроводности в продольном направлении стержня:
1 – эксперимент на воздухе, коэффициент теплоотдачи α_f = 1,5 Вт/(м^2·К), степень черноты ε = 0,86; *2* – эксперимент в вакууме

Установлено, что МПИТ на поверхности стержня не превышает 1,2 К для различных значений степени черноты термопары и клея. Погрешность определения $\lambda_z(T)$ по данной методике не превышала 1 %. Обработка данных сравнительных экспериментов на воздухе и в вакуумной камере показала, что различие искомых значений коэффициента теплопроводности углепластика не превышает 20 % (рис. 4), а время испытаний на воздухе в шесть раз меньше. Поэтому для повышения производительности тепловых испытаний на этапах технического предложения и эскизного проекта допустимы эксперименты на воздухе, а на этапе технического проекта – эксперименты в вакуумной камере.

Полученные результаты по коэффициентам теплопроводности существенно отличаются от данных, используемых на предприятиях отрасли. Например, ранее для тепловых расчетов коэффициент теплопроводности вдоль продольной оси углепластикового стержня принимался равным 0,86 Вт/(м·К), а исследования настоящей работы показали, что в диапазоне температур 293...423 К он меняется от 5,5 до 2,5 Вт/(м·К). Это повысило точность определения температурных градиентов в зоне "свет–тень" в 2,5 раза (с 10 до 4 К/мм). При частичном затенении закрепленного с одной стороны стержня длиной 1 500 мм его поперечные перемещения оказались меньше ожидаемых более чем в 4 раза и составили 1,27 мм вместо 5,18 мм.

Разработанные методики нашли применение в НИР и ОКР ФГУП ОНПП "Технология", ОАО НПО "Молния", ФГУП НПО им. С.А. Лавочкина и используются в учебном процессе в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Библиографический список

1. **Денисов О.В., Калинин Д.Ю., Резник С.В.** Моделирование температурного состояния элементов композитных стержневых космических конструкций // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. 2008. Спец. выпуск. С. 183–192.

2. **Материалы** и покрытия в экстремальных условиях. Взгляд в будущее. В 3 т. Т. 3. Экспериментальные исследования / Ю.В. Полежаев, С.В. Резник, А.Н. Баранов и др.; под ред. Ю.В. Полежаева и С.В. Резника. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 264 с.

3. **Основы** идентификации и проектирования тепловых процессов и систем: учебн. пособие / О.М. Алифанов, П.Н. Вабищевич, В.В. Михайлов и др. М.: Логос, 2001. 400 с.

4. **Резник С.В., Денисов О.В.** Постановка и результаты тепловых испытаний элементов композитных стержневых космических конструкций // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. 2008. № 4. С. 81–89.

УДК 621.924

В.И. Шаломов, *канд. техн. наук, доцент*
(Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет)
E-mail: seu@knastu.ru.

О влиянии некоторых параметров газовых опор на выходные характеристики шпиндельных узлов шлифовальных станков

Рассмотрены результаты теоретического исследования влияния некоторых параметров частично пористых газостатических опор на выходные характеристики шпиндельных узлов шлифовальных станков, в частности, на нагрузку и жесткость на консоли шпинделя. В качестве основных параметров для анализа выбраны средний радиальный зазор газовых опор и скорость вращения шпинделя. Анализируемые зависимости представлены в графической форме.

Concidered results of theoretical study influence some parameter partially porous gas static bearing on the output characteristics of spindle units grinding machines, in detail, on loud and rigidity on console of spindle. In the capacity of key parameters for test select middle radial clearance and speed rotation of spindle. Dependences present in graphical form.

Ключевые слова: шлифовальный станок, шпиндель, газостатическая опора, пористая вставка, выходная характеристика шпиндельного узла.

Keywords: grinding machin, spindle, gas static bearing, porous fixing, output characteristics, spindle units.

Анализ различных типов опор электро- и пневмошпинделей для прецизионной обработки деталей показывает перспективность использования газостатических подшипников в высокоскоростных шпиндельных узлах (ШУ) шлифовальных станков [1]. В лаборатории высокоскоростных малоразмерных турбин Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета продолжаются теоретические и экспериментальные исследования с целью совершенствования эксплуатационных характеристик шпиндельных узлов с частично пористыми газостатическими опорами.

Среди важнейших эксплуатационных характеристик ШУ являются нагрузка и жесткость на консоли шпинделя, поскольку они в первую очередь влияют на точность обработки изделий. Схема ШУ с креплением шлифовального круга на консоли вала показана на рис. 1.

Обозначения на схеме требуют пояснений, а именно: F – нагрузка на шлифовальном круге; Q_1 и Q_2 – нагрузка (несущая способность) передней и задней опор соответственно; y – угловое смещение консоли вала; x – расстояние от оси передней опоры до центра вала; a – раздвижка опор; e_1 и e_2 – эксцентриситет в передней и задней опоре; L_1 и L_2 – длина (удлинение) передней и задней опор; l – вылет шпинделя; γ – угол смещения оси вала в вертикальной плоскости. В качестве опор шпинделя рассматривались газостатические подшипники *1* и *2* с пористыми вставками шпоночной формы с размерами вставки: длиной t, шириной b и толщиной δ.

В численных исследованиях выходные характеристики и определяющие их параметры представлены в безразмерной форме [2]. На основе вариантных расчетов при относительном давлении наддува $\bar{p}_s = 1/6$ выбраны следующие относительные параметры ШУ на подшипниках с пористыми шпоночными вставками: относительные удлинения опор – передней $\bar{L}_1 = 1{,}2$; задней – $\bar{L}_2 = 1{,}0$; относительная раздвижка линий наддува вставок $\bar{b} = 0{,}6$; количество шпоночных вставок в одном ряду наддува $N_{вст} = 6$; относительная длина шпоночной вставки $t/b = 2$; относительная раздвижка опор $\bar{a} = 4$; относительный вылет шпинделя $\bar{l} = 1$. Определяющим геометрическим параметром является средний радиальный зазор газовой опоры. Для представления выходных характеристик ШУ в зави-

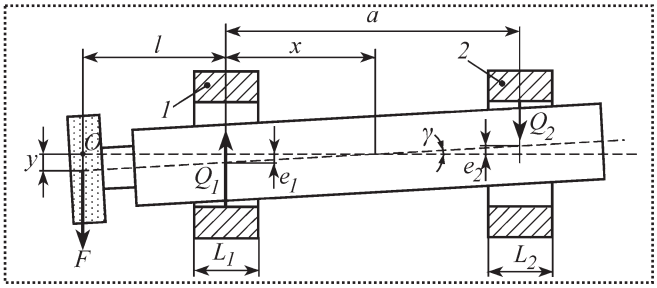


Рис. 1. Схема шпиндельного узла:
1 – передний подшипник; *2* – задний подшипник

симости от безразмерного комплекса прямо пропорционально среднему радиальному зазору в рассмотрение введен конструктивный параметр K_c, определяемый соотношением

$$K_c = c\sqrt[3]{\frac{\delta}{12 k_p R}},$$

где c – средний радиальный зазор, м;

δ – толщина пористой вставки, м;

k_p – коэффициент проницаемости пористой вставки;

R – радиус подшипника, м [1].

Поскольку выходные характеристики ШУ зависят от несущей способности и восстанавливающих моментов газовых опор, то последние в безразмерной форме также представлены в исследовании.

При воздействии нагрузки на шлифовальный круг происходит угловое смещение оси вала в газовых опорах шпинделя. Характеристикой смещения в этом случае будет эксцентриситет в передней e_1 и задней e_2 газовых опорах. Но в переднем подшипнике он будет существенно выше, чем в заднем. Поэтому выходные характеристики ШУ строились в зависимости от относительного эксцентриситета передней опоры $\varepsilon_1 = e_1/D$.

Рассмотрим влияние относительного эксцентриситета и конструктивного параметра на характеристики ШУ при состоянии шпинделя в режиме подвеса.

Нагрузочная характеристика ШУ в зависимости от относительного эксцентриситета ε_1 и конструктивного параметра K_c представлена на рис. 2.

Из графиков зависимости $\overline{F} = f(K_c, \varepsilon_1)$ видно, что при всех значениях относительного эксцентриситета ε_1 с ростом K_c относительная нагрузка на консоли вала $\overline{F}$ сначала возрастает, а потом снижается. При

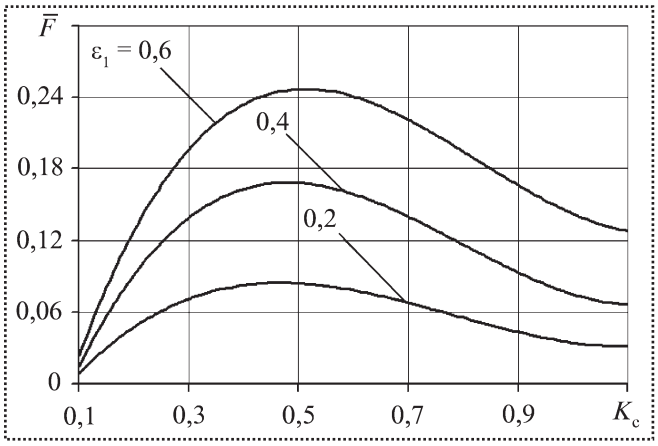


Рис. 2. Зависимость относительной нагрузки $\overline{F}$ от конструктивного параметра K_c и относительного эксцентриситета ε_1

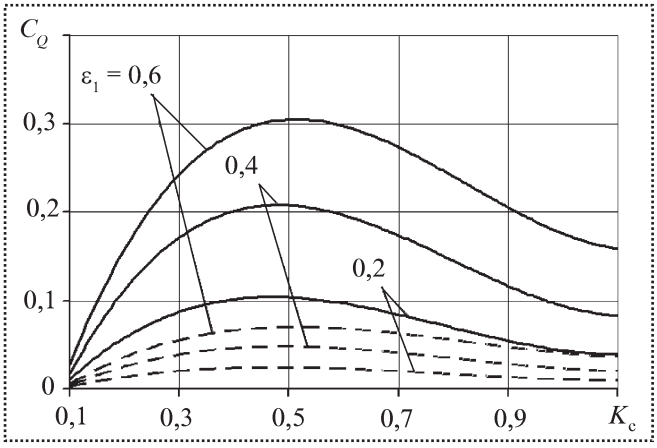


Рис. 3. Зависимость коэффициентов несущей способности опор C_Q от конструктивного параметра K_c и относительного эксцентриситета ε_1:

— – передняя опора; – – – – задняя опора

этом наибольшее значение относительная нагрузка $\overline{F}$ имеет при $\varepsilon_1 = 0{,}6$, когда конструктивный параметр K_c равен 0,50...0,55.

Характер функции $\overline{F} = f(K_c, \varepsilon_1)$ объясняется графиками поведения коэффициентов несущей способности опор $C_{Q_1}, C_{Q_2} = f(K_c, \varepsilon_1)$, так как согласно работе [1] именно они играют решающую роль в ее формировании. Графики зависимостей C_{Q_1}, $C_{Q_2} = f(K_c, \varepsilon_1)$, представленные на рис. 3, показывают, что качественная картина изменения коэффициентов несущей способности передней и задней опор такая же, как и у относительной нагрузки на консоли вала.

Представленные зависимости наглядно иллюстрируют, что имеется существенная разница в количественной оценке несущей способности передней и задней опор, в частности, при всех значениях ε_1 коэффициент несущей способности передней опоры C_{Q_1} заметно выше коэффициента задней C_{Q_2}. Таким образом, становится очевидным, что значение нагрузки на консоли вала определяется прежде всего несущей способностью переднего подшипника.

Коэффициент несущей способности заднего подшипника в связи с малым смещением вала имеет слабо выраженный экстремум. При этом коэффициент несущей способности переднего подшипника примерно на 80 % выше соответствующего показателя задней опоры.

Зависимость коэффициента жесткости на консоли вала $k_{\overline{F}}$ от относительного эксцентриситета ε_1 и конструктивного параметра K_c приведена на рис. 4.

Кривые графиков показывают, что экстремум функции $k_{\overline{F}} = f(K_c, \varepsilon_1)$ определяется значением относительного эксцентриситета ε_1 и с его увеличением

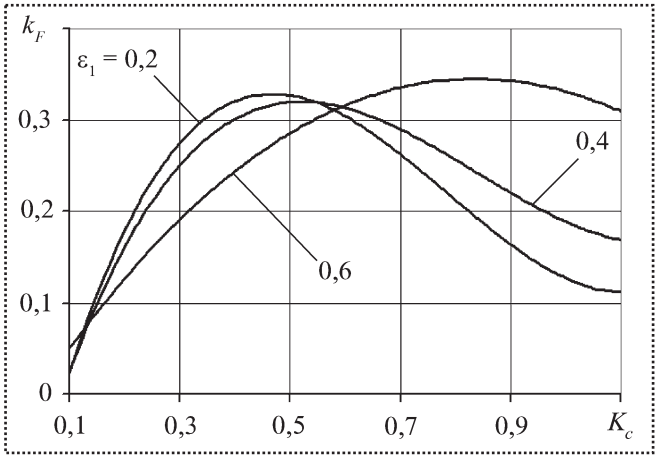


Рис. 4. Зависимость коэффициента жесткости $k_{\bar{F}}$ от конструктивного параметра K_c и относительного эксцентриситета ε_1

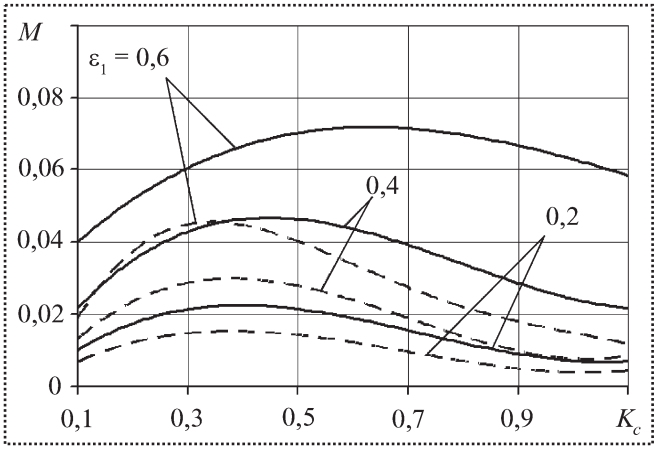


Рис. 5. Зависимость удельных моментов опор $\overline{M}$ от конструктивного параметра K_c и относительного эксцентриситета ε_1:
— – передняя опора; – – – – задняя опора

смещается в область высоких значений конструктивного параметра.

Зависимость момента от перекоса шпинделя $\overline{M}$ в передней и задней опорах от конструктивного параметра K_c при различных значениях относительного эксцентриситета ε_1 представлена на рис. 5. Из графиков следует, что экстремум функции $\overline{M} = f(\varepsilon_1,\ K_c)$ так же как и у коэффициента жесткости $k_{\bar{F}} = f(K_c,\ \varepsilon_1)$, существенно зависит от значения относительного эксцентриситета. Более высоким значениям ε_1 соответствует и более высокий момент от перекоса, что объясняется большим углом перекоса оси шпинделя во вкладыше переднего подшипника.

Во всем исследованном диапазоне изменения такого конструктивного параметра, как удельный момент от перекоса, в задней опоре заметно меньше, чем в передней, что также связано с малым смещением вала.

Гибридный (комбинированный) режим работы шпиндельных подшипников с внешним наддувом газа характеризуется наличием дополнительной подъемной силы, возникающей в результате вращения шпинделя. Механизм ее образования заключается в том, что при вращении эксцентрично расположенного во вкладыше шпинделя газ под действием касательных сил вязкости увлекается поверхностью шпинделя и заполняет клиновидный зазор между шпинделем и вкладышем. Такое явление часто называют *эффектом самогенерации давления* или *эффектом смазочного клина*. С учетом внешнего наддува это приводит к дополнительному сжатию газа в смазочном слое и такому распределению давления, в результате которого несущая способность подшипника увеличивается.

Вращение шпинделя, в отличие от случая работы опор ШУ в режиме подвеса, приводит к асимметричному распределению давления газа. Вследствие этого шпиндель смещается от равновесного положения в направлении своего вращения и образует отличный от нуля угол ориентации нагрузки [2].

С точки зрения устойчивой работы ШУ считается целесообразным малый угол ориентации нагрузки в газовых опорах [3].

Расчет выходных характеристик ШУ при работе шпинделя в гибридном режиме выполнен при конструктивном параметре опор $K_c = 0,55$. Это значение K_c, как видно из ранее приведенных графиков, обеспечивает достаточно высокий уровень относительной нагрузки и коэффициента жесткости на консоли вала ШУ.

Исследование влияния частоты вращения шпинделя в условиях изменяющегося относительного эксцентриситета ε_1 на выходные характеристики ШУ выполнено с принятыми геометрическими параметрами газостатических опор. Скорость вращения вала ШУ ω прямо пропорциональна безразмерному комплексу подобия газовых опор – числу сжимаемости Λ:

$$\Lambda = \frac{6\mu R^2 \omega}{p_s\, c^2},$$

где μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с; ω – угловая скорость, рад/с; p_s – абсолютное давление наддува подшипников, Па.

График зависимости относительной нагрузки на консоли шпинделя $\overline{F}$ от числа сжимаемости Λ и относительного эксцентриситета передней опоры ε_1 представлен на рис. 6.

Характер изменения зависимости $\overline{F} = f(\Lambda,\ \varepsilon_1)$ показывает, что нагрузка на консоли вала с увеличением числа сжимаемости при всех значениях эксцентриситета повышается, что объясняется возрастающим

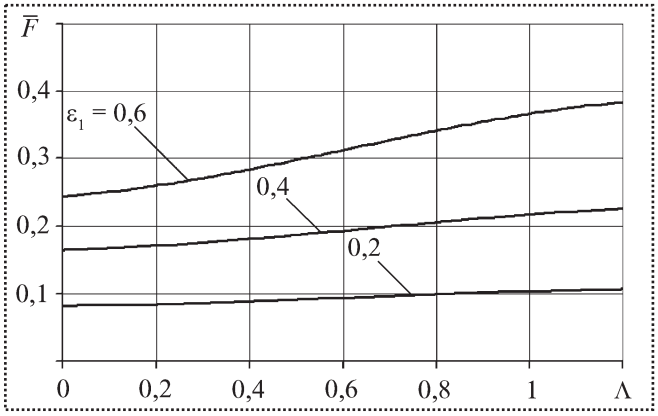


Рис. 6. Зависимость относительной нагрузки $\overline{F}$ от числа сжимаемости Λ и относительного эксцентриситета ε_1

проявлением эффекта смазочного клина. Во всем заданном диапазоне Λ наибольший прирост нагрузки $\overline{F}$ наблюдается при ε_1 = 0,6, что объясняется более выраженным эффектом смазочного клина. Следует также отметить, что при всех относительных эксцентриситетах до значения Λ = 0,2 относительная нагрузка $\overline{F}$ изменяется мало. Это говорит о превалирующем влиянии внешнего наддува над эффектом смазочного клина.

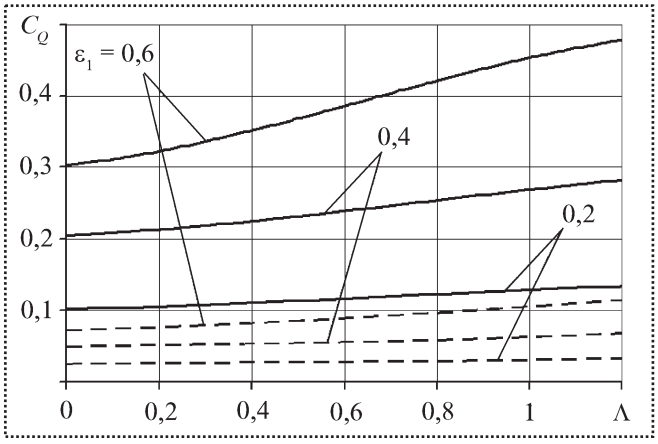


Рис. 7. Зависимость коэффициентов несущей способности опор C_Q от числа сжимаемости Λ и относительного эксцентриситета ε_1:
— – передняя опора; – – – – задняя опора

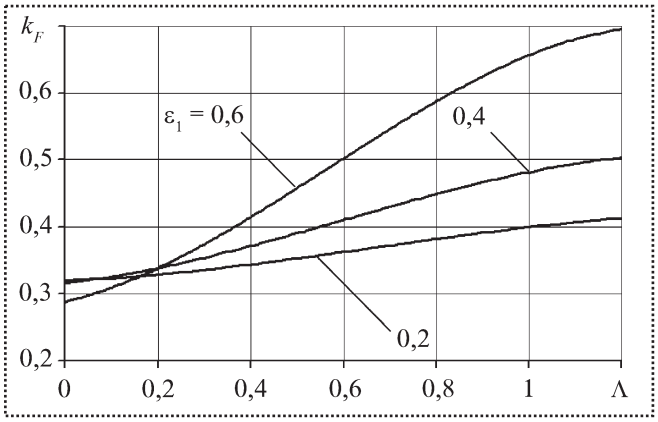


Рис. 8. Зависимость коэффициента жесткости $k_{\overline{F}}$ от числа сжимаемости Λ и относительного эксцентриситета ε_1

Анализ зависимостей $C_Q = f(\Lambda, \varepsilon_1)$, показанных на рис. 7, позволяет сделать вывод, что эффект смазочного клина наиболее выражен в передней опоре. В этом подшипнике увеличение несущей способности, особенно при высоких относительных эксцентриситетах, обусловлено повышением давления в газовой пленке за счет самогенерации. Несущая способность заднего подшипника с увеличением ε_1 и Λ также возрастает, однако несущественно, так как повышение относительного эксцентриситета в передней опоре слабо влияет на положении вала в заднем подшипнике.

Влияние числа сжимаемости при различных значениях относительного эксцентриситета на выходные характеристики ШУ представлено на рис. 8. Исключая область низких значений с повышением числа сжимаемости коэффициент жесткости $k_{\overline{F}}$ возрастает, причем чем выше относительный эксцентриситет ε_1, тем больше жесткость на консоли шпинделя.

Наличие эффекта смазочного клина, обусловленного вращением шпинделя, ведет также к росту удельного момента от перекоса $\overline{M}$ (рис. 9).

Вместе с тем следует отметить, что такое возрастание $\overline{M}$ слабо проявляется в переднем подшипнике до ε_1 = 0,4 и совсем незначительно в задней опоре при всех значениях ε_1. Это объясняется сравнительно малыми углами перекоса вала и его небольшими смещениями в опорах.

Зависимость угла ориентации нагрузки Ψ от числа сжимаемости Λ и относительного эксцентриситета ε_1 показана на рис. 10.

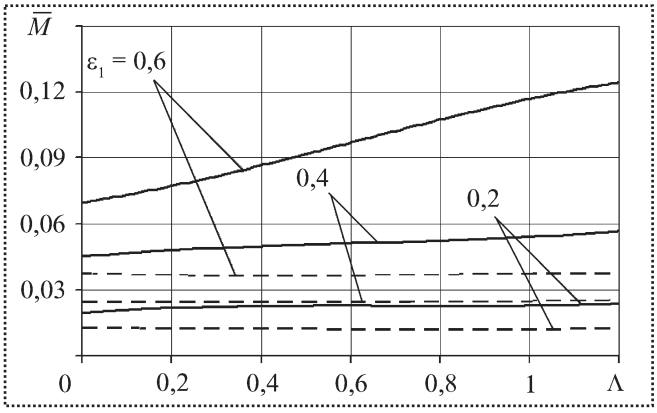


Рис. 9. Зависимость удельных моментов опор $\overline{M}$ от числа сжимаемости Λ и относительного эксцентриситета ε_1:
— – передняя опора; – – – – задняя опора

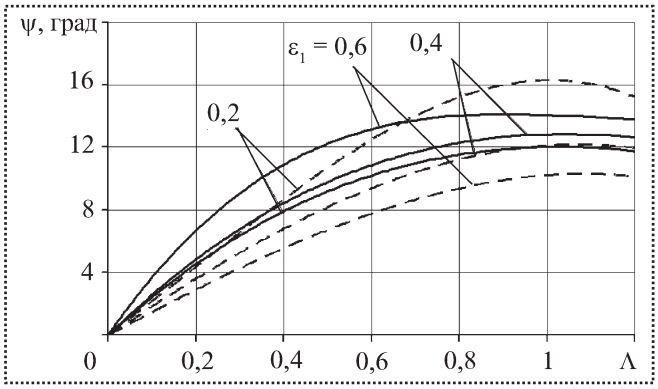


Рис. 10. Зависимость угла ориентации нагрузки Ψ от числа сжимаемости Λ и относительного эксцентриситета ε_1:
— – передняя опора; – – – – задняя опора

Анализ представленных графиков показывает, что на кривой $\Psi = f(\Lambda)_{\varepsilon_1=\text{const}}$ можно выделить две области изменения угла ориентации нагрузки: в первой угол ориентации нагрузки Ψ возрастает, а во второй – начинает уменьшаться. Полученный результат объясняется тем, что в первой области преобладает внешний наддув газа, а во второй – доминирующее влияние оказывает вращение шпинделя. С возрастанием ε_1 влияние вращения усиливается и поэтому угол Ψ_{max} достигается при меньших значениях числа сжимаемости Λ.

Обращает на себя внимание характер изменения угла ориентации нагрузки в опорах в зависимости от относительного эксцентриситета ε_1. В передней опоре с ростом ε_1 угол Ψ увеличивается, а в задней уменьшается. Для переднего подшипника такое изменение Ψ связано с тем, что при сравнительно больших ε_1 на положение вала во вкладыше оказывают большое влияние внешний наддув и эффект смазочного клина. Задняя опора работает в условиях, когда значение относительного эксцентриситета ε_2 находится около нуля, т.е. на положение вала в этом подшипнике внешний наддув и самогенерация давления оказывают крайне слабое влияние. В этом случае вал, с точки зрения потери устойчивой работы, находится в неблагоприятном положении, и это будет усугубляться, поскольку, как известно, при $\varepsilon_1 \to 0$ угол ориентации нагрузки $\Psi \to 90°$.

Выводы:

1) как показали исследования, при проектировании ШУ весьма важным является правильный выбор конструктивных размеров шпинделя и газовых опор, в частности, среднего радиального зазора, для получения достаточных для эффективной эксплуатации ШУ значений нагрузки и жесткости на консоли вала;

2) нагрузка и жесткость на консоли вала определяются прежде всего несущей способностью передней опоры, причем их значения существенно возрастают с ростом частоты вращения вала;

3) при повышенной частоте вращения (Λ > 0,8) угол ориентации нагрузки стабилизируется и даже имеет тенденцию к уменьшению, что свидетельствует о переходе шпинделя в режим более устойчивой работы.

Библиографический список

1. **Космынин А.В., Виноградов В.С.** Газовые подшипники высокоскоростных турбоприводов металлообрабатывающего оборудования. Владивосток: Дальнаука, 2002. 327 с.

2. **Космынин А.В., Кабалдин Ю.Г., Виноградов В.С., Чернобай С.П.** Эксплуатационные характеристики газовых опор высокоскоростных шпиндельных узлов. М.: Академия естествознания, 2006. 219 с.

3. **Пуш А.В.** Шпиндельные узлы. Качество и надежность. М.: Машиностроение, 1992. 288 с.

УДК 621.923.07:629.12

Р.Р. Магдиев, *канд. техн. наук (Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий механики и оптики – НИУ ИТМО)*
E-mail: rmagdy@mail.ru

Методика моделирования технологической системы сборки

Изложены основные подходы к построению математических моделей процессов сборки высокоточных оптико-электронных приборов и систем на их основе. Рассмотрены методы вычислительного процесса и алгоритм сборочных технологических процессов. Приведены примеры практического использования моделей при проектировании технологии сборочного мелкосерийного производства с частой сменяемостью изделий.

The main methods of approaching high-precision electronic-optical devices and systems assembly process simulator construction are expounded. There are considered methods of computational process and technological assembly process algorithm. The practical usages of the models in small branch production assembly construction with replacement product frequency examples are given.

Ключевые слова: множество входных сигналов, множество выходных сигналов, множество состояний, критическая ситуация, агрегативная модель, имитационная модель.

Keywords: set of input signals, set of output signals, set of states, critical situation, aggregate model, simulation model.

Методика использования моделирования для решения технологических задач оптимизации сборки изделий включает проведение работ в два этапа. На *первом этапе* формализуются основные технологические процессы сборки, включая операции, переходы и множество маршрутов сборки изделий, а также основные понятия, связанные с организационно-технологическими системами: объект сборки, система управления сборкой операций и переходов, контроль выполнения операции и достижения цели, ресурсы технологической и информационной систем.

На *втором этапе* определяют задачи моделирования в технологическом процессе сборки изделий на основе введенных понятий, и на анализе основ исследования результатов практической реализации моделей выбирают оптимальный производственный процесс. Сборочный процесс рассматривают как динамическую систему с дискретным вмешательством события (случая). Процесс функционирования динамической системы состоит из перемещений сборочной единицы внутрь участка – пространство состояний – области Z (пространство состояний участка), перемежаемых скачками состояния при выходе на границу области $x \in X$. В момент скачка состояния технологическая система сборки выдает выходной сигнал $y \in Y$. Процесс функционирования технологической системы определяется множеством T, X, Y, Z, где:

T – множество моментов времени (начала и конца сборки);

X – множество входных сигналов;

Z – множество состояний;

Y – множество выходных сигналов,

и соотношениями пяти характеристик:

1) уравнения границы области Z;

2) уравнения движения точки z_t внутри области Z;

3) соотношения для расчета распределения вероятностей скачка при выходе на границу Z;

4) соотношения для расчета распределения вероятностей скачка при поступлении входных сигналов x;

5) соотношения для расчета координат выходных сигналов y в момент скачка.

Эти характеристики определяют виды основных операторов, задающих функционирование системы.

1. Оператор определяет очередной момент скачка состояния (момент выхода на границу области Z). Данный оператор зависит от соотношений 1 и 2, описывающих границу области Z и уравнение движения z_t внутри области Z.

2. Оператор описывает изменение (скачок) состояния и соответствующий сигнал в момент выхода на границу, состоящий из соотношений 3 и 5.

3. Оператор описывает изменение состояния (скачок) и соответствующий выходной сигнал при поступлении входного сигнала, зависящий от соотношений 4 и 5.

Доопределим множество характеристик системы, введя множество возможных возмущений E, тогда операторы 1, 2, 3 определяют процесс функциониро-

вания системы, реализуя отображения – $T{\cdot}Z{\cdot}X{\cdot}E \to Z{\cdot}Y$.

Для формализации производственного процесса сборки (участка, цеха) дадим интерпретацию соответствующим множествам и операторам системы. В качестве входных сигналов $x \in X$ производственного процесса сборки рассматриваются детали, комплектующие изделия и крепеж сборочных единиц, поступающие из других подразделений производственного процесса сборки, а также сборочные инструменты, вспомогательные материалы, поступающие со склада; сигналы о начале и окончании текущего и планово-предупредительного ремонта, поступающих от соответствующих служб предприятий.

В качестве состояний $z \in Z$ производственного процесса сборки выбираются: характеристики состояния сборочного производства в конкретный (заданный) момент; число функционирующих и неисправных рабочих мест сборки (ручных – типа УРМ, РТК, сборочных центров); число операторов-сборщиков, обеспечивающих их функционирование; число готовых сборочных единиц и изделий, находящихся в стадии сборки и на складах, а также степень их готовности к рассматриваемому моменту времени $t \in T$ и т.п.

В качестве выходных сигналов $y \in Y$ рассматриваются: готовые изделия; сборочные единицы-полуфабрикаты, передаваемые на склады готовой продукции или другим подразделениям (в том числе предприятиям); запросы на сборочно-монтажный инструмент, вспомогательные материалы (припои, клеи, флюсы, растворы и т.п.); сигналы о необходимости ремонта отказавшего оборудования.

В качестве возмущений $e \in E$ нормального процесса функционирования объекта рассматривают: сбои в работе сборочного оборудования; невыход на работу соответствующего персонала; наличие бракованных сборочных единиц и изделий на выходе; появление брака (исправимого) на каждой технологической операции; ошибочные запросы и сигналы о необходимости и виде ремонтных и профилактических работ.

Моментами скачков состояния (моментами выхода на границу – оператор 1) для производственной системы сборки являются моменты окончания сборки соответствующих сборочных единиц и изделий, а оператор 2, описывающий изменение состояния в результате скачка, характеризует принимаемые решения о запуске новой сборочной единицы в производство. К моментам скачков относятся также возникающие сбои в работе оборудования, с образованием соответствующих сигналов – запросы на ремонтные работы (оператор 2). Скачки состояния возникают в моменты прихода соответствующих входных сигналов (оператор 3), что связано с изменением числа находящихся в объекте (участок, цех) сборочных единиц и изделий, а также отремонтированного или вышедшего из строя оборудования.

Для формализации сборочной системы воспользуемся схемой динамической системы с дискретным вмешательством случая.

Рассмотрим объект (участок, цех) сборки, совместно с оперативным планом "запуска-выпуска" изделий совместно со сборочной системой, не разделяя их на два отдельных элемента, согласно концепции, а только расширяя пространство характеристик объекта за счет новых множеств: критериев, ресурсов (R, S, I, E) и целей, при этом множество операторов должны соответствовать действующим операторам и процедурам. Это обстоятельство соответствует фактическому состоянию объекта, который имеет внутреннее и внешнее управление элементами процесса сборки, обеспечивающее его нормальное функционирование без разделения производственной системы сборки на управление и функции. Скачки состояния происходят под воздействием собственных скачков и движения сборочных единиц по оборудованию объекта с выходом на границу, определяющую область допустимого функционирования. Момент реализации скачка состояния управляющей системы имеет цель вернуть траекторию функционирования объекта в область допустимого значения. Выдача системой управления сборочным процессом сигналов во вне происходит не регулярно, а лишь в специальные (особые) моменты, когда под влиянием внутренних скачков и движений состояние сборочного производства настолько отклонилось от целевой границы Σ, что никакие скачки состояния – управляющие воздействия не могут вернуть траекторию в требуемую область. Это свидетельствует об исчерпании ресурса управления R – выход системы управления за границу управляемости. Выходной сигнал в этом случае передается субъекту управления верхнего уровня и сигнализирует о необходимости корректировки целевой границы Σ или ресурса R. Соответствующий входной сигнал, поступающий от системы управления верхнего уровня и инициирует такую корректировку.

Для формализации системы управления сборочным производством дадим интерпретацию основным множествам и операторам динамической системы с дискретным вмешательством случая. Множество состояния Z управляющей системы включает:

- пространство характеристик объекта управления ($T{\cdot}X{\cdot}Z{\cdot}Y{\cdot}E$) или некоторое подмножество этого пространства;
- множество значений определяемого критерия $K = K_1{\cdot}K_2{\cdot}\ldots{\cdot}K_n$, где n – число значений определяемого критерия.

Критерии функционирования рассматриваются как функционалы, заданные на множестве всевозможных процессов, происходящих в объекте управления:

$$\{x(t)\}\cdot\{y(t)\}\cdot\{z(t)\}\cdot\{E(t)\}\cdot\{R(t)\},$$

где $\{x(t)\}$ – множество входных процессов;

$\{y(t)\}$ – множество выходных процессов;

$\{z(t)\}$ – множество внутренних процессов;

$\{E(t)\}$ – множество возмущающих процессов;

$\{R(t)\}$ – множество возможных значений ресурса управления $R = R_1\cdot R_2\cdot\ldots\cdot R_k$, где k – число значений ресурса управления.

В пространстве состояний управляющей системы задается целевая граница Σ, определяющая область допустимых значений соответствующих множеств: характеристика объекта, критериев функционирования, ресурсов управления.

Множество входных сигналов системы управления X описывает возможные значения корректирующих Σ и R воздействий.

Множество выходных сигналов системы управления Y определяет возможные значения запросов на корректировку Σ и R воздействий.

Дадим предметную интерпретацию описанным множествам.

Множество значений критериев функционирования K – критериальные характеристики производственной сборочной деятельности: экономические и технологические показатели системы производственной сборочной системы, а также характеристики выпускаемой продукции (качество, ритмичность производства, характеристики незавершенного производства, коэффициент использования оборудования, использование фонда заработной платы.

Множество значений ресурсов управления R характеризует материальные, экономические и юридические возможности управления. Сюда относятся разнообразные алгоритмы и схемы функционирования объекта, дисциплины запуска партий сборочных единиц, системы приоритетов и организационные "параметры" объекта, пределы изменения, которые система управления может достигать при выполнении поставленных целей.

К ресурсам управления относятся также материальные ресурсы: людские, финансовые, энергетические, материалы и комплектующие изделия, полуфабрикаты – сборочные единицы на разных стадиях сборки, вспомогательные технологические материалы и т.п. К ресурсам относят возмущающие воздействия, влияющие на вход и выход объекта управления, внешние и внутренние возможности корректировки целей и критериев. Функционирование управляющей сборочной системы описывается следующими операторами:

1) оператор, определяющий очередной момент необходимого управляющего воздействия (выход состояния системы управления на границу Σ);

2) оператор, определяющий изменения состояния управления в момент необходимости управления – формирование управляющего воздействия на объект и возможного выходного сигнала;

3) оператор, описывающий изменение состояния системы управления в момент поступления входного сигнала – формирование сигнала о корректировке.

Прогноз поведения модели базируется на дополнительной информации, которая исходит из трех источников:

1) сведения о проведении объекта управления, заложенные в модель при ее создании;

2) параметры наступившей ситуации в объекте и его состояния z_0 в момент t_0;

3) сведения о предполагаемых возмущениях нормального процесса функционирования, которые имеются в распоряжении управляющего $\{E\}$.

Предсказывающая функция модели выражается соотношением:

$$z_t = \pi\{t,\, t_0,\, z_0,\, [x(t)]_{t_0}^{t}\},$$

где π – оператор прогнозирования, содержащий модель объекта;

t – момент времени на конец прогнозируемого периода;

z_0 – состояние объекта в данный момент t_0;

$[x(t)]_{t_0}^{t}$ – "нормальный" входной процесс на полуинтервале $(t_0,\, t]$.

Для учета предполагаемых возмущений определяем

$$z_t = \pi\{t,\, t_0,\, z_0,\, [x(t)]_{t_0}^{t}\},\, (E(t)]_{t_0}^{t}\},$$

где $(E(t)]_{t_0}^{t}$ – возможные возмущения нормального процесса функционирования на полуинтервале $(t_0,\, t]$.

Подставляя в данное соотношение t_0, z_0, $x(t)$, $E(t)$, получаем z как функцию времени t, и этим самым составляется прогноз изменения состояния.

Формально это преобразование прогноза выражается соотношением

$$z_t = \pi\{t,\, t_0,\, z_0,\, (x(t)]_{t_0}^{t}\},\, (E(t)]_{t_0}^{t},\, (U(t)]_{t_0}^{t}\},$$

где $(U(t)]_{t_0}^{t}$ – предполагаемое компенсирующее управление на полуинтервале прогнозирования $(t_0,\, t]$.

Задача имитационного планирования на основе многофункциональной модели заключается в выра-

ботке определенного плана работы объекта и обеспечении его эффективного выполнения с определением множества неблагоприятных ситуаций, которые могут возникнуть в процессе его выполнения. Имитационная модель является объектом управления и задача имитационного планирования заключается в формировании рационального варианта поведения модели, который затем используется для составления плана функционирования объекта. При этом оценивается устойчивость плана к возмущениям и граница управляемости, формируется множество возможных критических ситуаций системы управления $\{C_t'\}$; $C_t^* \in C$; $C = X{\cdot}Y{\cdot}Z{\cdot}T{\cdot}Z{\cdot}K$ – пространство ситуаций системы управления сборочным процессом.

Набор критических ситуаций $\{C_t'\}$ является объектом управляющего – оператора.

Выходом подсистемы имитационного планирования являются:

1) множество возможных планов функционирования объекта с соответствующими качественными и количественными их характеристиками. План представляет собой гипотетическое пространство (траекторию) движений сборочных единиц в пространстве объекта (цеха, участка) $T{\cdot}Z{\cdot}Y{\cdot}X{\cdot}K{\cdot}R$;

2) по каждому плану – множество возможных критических ситуаций $\{C_t'\}$, инициирующих необходимость управляющих воздействий $u_i(t)$;

3) по каждой из критических ситуаций – множество возможных компенсирующих управляющих воздействий на систему сборки $\{u_i(t)\}$.

Заключение

Представленный формальный подход к использованию имитационных моделей в управлении (имитационный контроль, имитационное управление, имитационное планирование) предполагает наличие комплекса имитационных моделей объекта управления.

Предложена новая концепция моделирования структуры сборочного технологического процесса на "виртуальных сборочных центрах" с использованием кусочно-агрегативного моделирования с эквивалентными преобразованиями унифицированных схем агрегата в терминах логики и оптимизацией результирующей модели.

В управлении сборочным процессом введено понятие динамической системы с дискретным вмешательством случая с доопределением возможных возмущений, с корректировкой сборочной системы, обеспечивающей выполнение заказа (сборки).

Методику практической реализации агрегативных моделей для решения задач управления необходимо проводить на основе использования математического аппарата теории агрегативных систем, являющейся концептуальной основой для решения задач. При формализации объекта управления использовалось введенное инновационное понятие динамической системы с дискретным вмешательством случая с доопределением множества возможных возмущений с корректировкой сборочной системы, обеспечивающий нормальный процесс функционирования объекта.

Определен момент необходимости управляющего воздействия, который является одним из принципиальных положений в методике имитационного моделирования. От вида оператора, определяющего этот момент, зависит, будет ли система управления системой упреждающего или запаздывающего типа.

Определен момент необходимого управления на основе меры близости функционирования объекта к целевой границе с двумя подходами: на основании фактического отклонения и на основании прогноза поведения сборочной системы.

Библиографический список

1. **Кузьмин В.В.** Математическое моделирование технологических процессов сборки и механической обработки изделий машиностроения. М.: Академия, 2008. 279 с.

2. **Магдиев Р.Р.** Методика моделирования технологической системы сборки // Металлообработка. 2010. № 5. С. 56–59.

3. **Твердотельное** моделирование деталей в среде геометрического моделирования Solid Works / М.Ю. Куприков, Ю.В. Маслов, Г.К. Хотина, Л.Б. Никишина. М.: МАИ-ПРИНТ, 2009. 248 с.

УДК 519.85

Ю.Н. Матросова, *канд. техн. наук,* **И.В. Буянов,** *инженер*
(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева)
E-mail: kandy2701@mail.ru

Программное обеспечение для автоматизированного проектирования регуляторов давления газа

Представлены разработанные авторами автоматизированная система и программное обеспечение для расчета параметров регуляторов давления газа.

Preseuted by the autors developed automatic system and software for automated calculation of design parameters of gas pressure regulators.

Ключевые слова: программное обеспечение, регулятор, газ, давление.

Keywords: software, regulator, gas, pressure.

При изготовлении изделий аэрокосмического комплекса, автомобиле- и машиностроения одним из элементов сборки являются изделия пневмоавтоматики, к которым относятся регуляторы давления газа.

Регулятор давления газа (РГД) является одним из важнейших элементов пневмоавтоматики систем различного назначения, которые должны соответствовать высоким требованиям по точности поддержания регулируемой величины давления газа в редукторе при широком диапазоне внешних воздействий. В этих условиях к регулятору давления, как основному элементу системы, формирующему параметры газа, предъявляются жесткие требования по обеспечению статических и динамических характеристик. Создание таких регуляторов невозможно без использования средств математического моделирования на этапе проектирования.

Математическое моделирование газовых регуляторов основывается на базовых положениях термодинамики тела переменной массы и уравнений движения подвижных частей. При проектировании РГД следует уделять внимание устойчивости установившегося режима работы регулятора. Поэтому целесообразно ав-

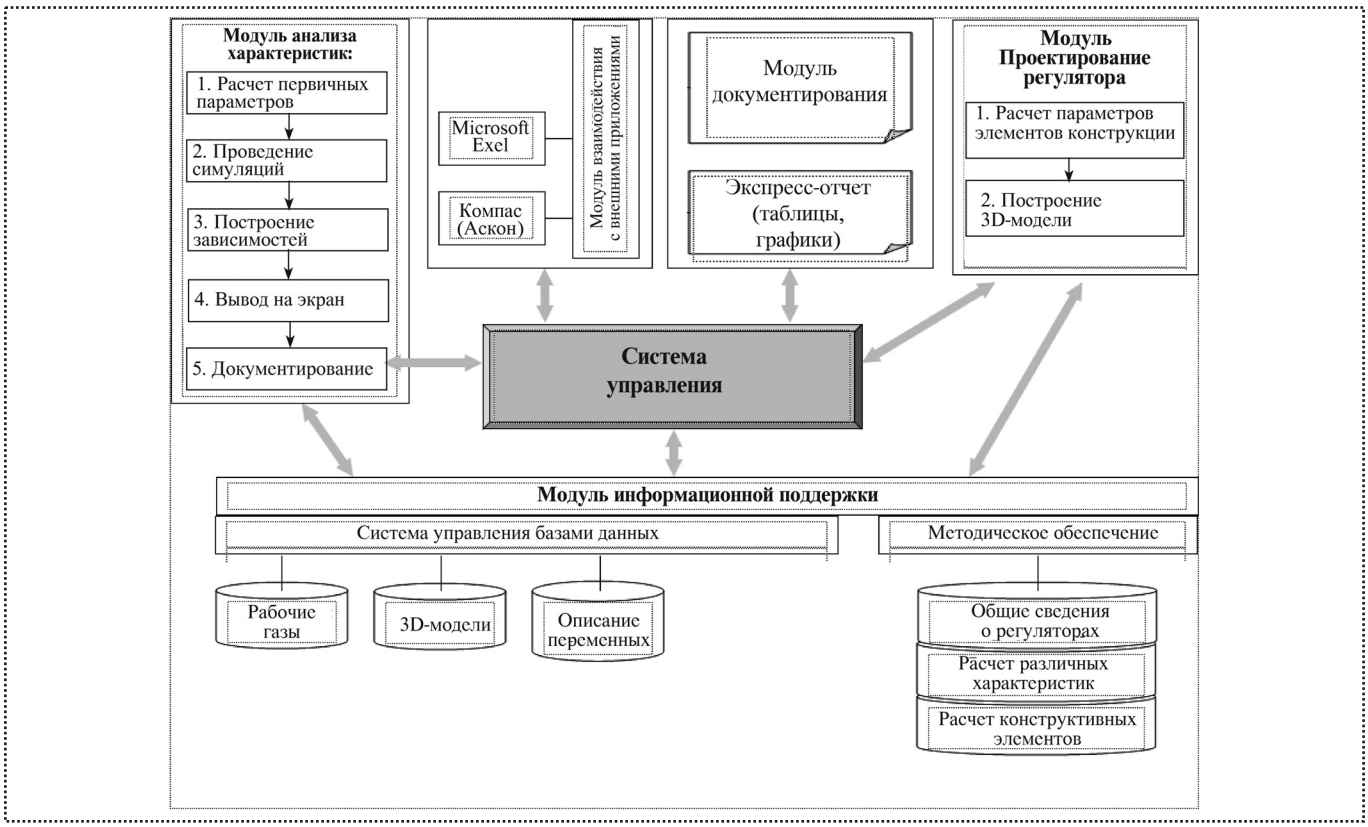


Рис. 1. Структурная схема автоматизированной системы проектирования регулятора давления газа

томатизировать как моделирование процессов функционирования устройства, так и его проектирование.

Авторами разработаны автоматизированная система проектирования РГД и программное обеспечение (ПО), которые позволяют провести автоматизированный расчет и анализ характеристик регуляторов давления газа. Программное обеспечение "Расчет ГРД" разработано в Microsoft Visual Studio 2010 IDE на языке C#.

Автоматизированная система проектирования регулятора давления газа и анализа его характеристик состоит из модулей (рис. 1). Главными модулями являются модуль проектирования регулятора и модуль анализа характеристик. Непосредственно после расчета конструктивных элементов возможно построение 3D-модели регулятора. Анализ характеристик может быть связан с текущим спроектированным регулятором, а может быть произведен как самостоятельный расчет. После расчета характеристик возможны построение зависимостей и последующий вывод их на экран. Пользователь может проанализировать полученные данные и вывести их на печать в виде документа Excel. Для начала работы с системой пользователь может ознакомиться с методическим обеспечением в формате справки.

Алгоритм работы с программой приведен на рис. 2 и состоит из следующих этапов:

1) выбор типа регулятора давления (из трех вариантов);

2) задание данных по техническому заданию (выходное давление, расход, диапазон входного давления, максимальные отклонения выходного давления);

3) проверка введенных данных, при которой осуществляется оценка соответствия форматированию. Если данные не проходят валидацию, то пользователю показывается сообщение об ошибке;

4) расчет конструктивных параметров регулятора (диаметра седла, объема камер, силы трения, уплотнений, жесткости пружин и т.д.);

5) расчет характеристик редуктора давления.

На основе полученных на этапе 4 данных проводится расчет и визуализация характеристик регулятора давления (зависимости отображаются во встроенном компоненте отображения графиков функций);

6) построение 3D-модели регулятора.

Рассмотрим работу каждого из модулей разработанной системы.

Модуль проектирования регулятора давления предназначен для расчета на основе данных технического задания (ТЗ) основных конструктивных элементов регулятора:

- расхода газа через регулятор при заданном давлении и температуре;
- отклонения выходного давления от настроечного значения в заданных пределах при изменении входного давления в рабочем диапазоне;
- возможность устойчивой работы регулятора при наличии возмущающих воздействий;
- параметров рабочего тела;
- типа седла;

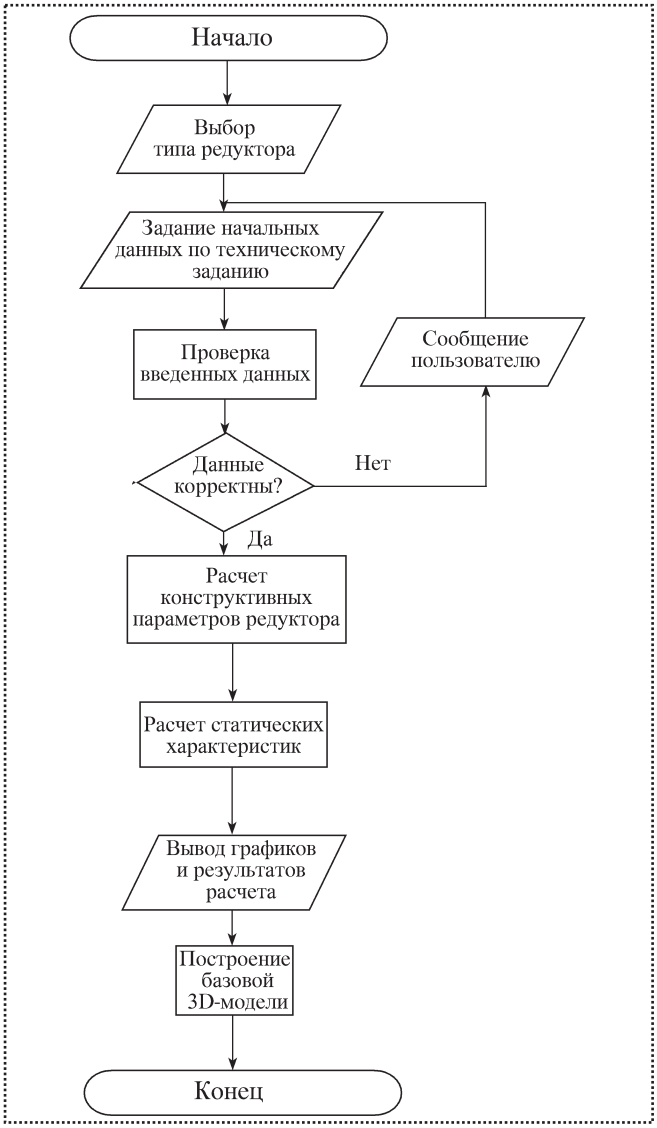


Рис. 2. Алгоритм работы системы

- типа уплотнения внутри регулятора.

В ходе расчета вычисляются такие параметры, как объемы рабочих камер, диаметр седла клапана, диаметр выходного жиклера и т.д. Допущения данного модуля заключаются в том, что система предлагает не самый оптимальный вариант. Пользователь задает значения через диалоговый интерфейс главного приложения. Возможно также выбрать тип регулятора для проектирования (рис. 3). После проведения расчета пользователь может ознакомиться с результатами, а также изменить некоторые значения для дальнейшего расчета характеристик полученного регулятора.

С помощью системы автоматизированного проектирования (САПР) КОМПАС-3D возможен вывод трехмерной модели регулятора с расчетными значениями на основе шаблонов.

Модуль анализа характеристик позволяет получить графические зависимости основных эксплуатационных параметров регулятора давления, на основе которых

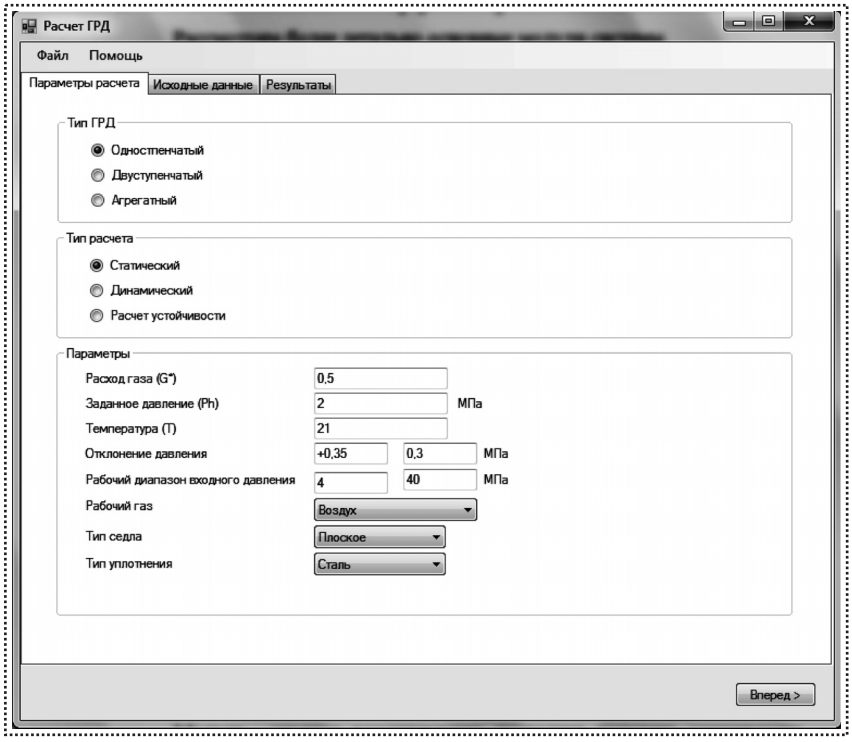


Рис. 3. Главное окно программного обеспечения

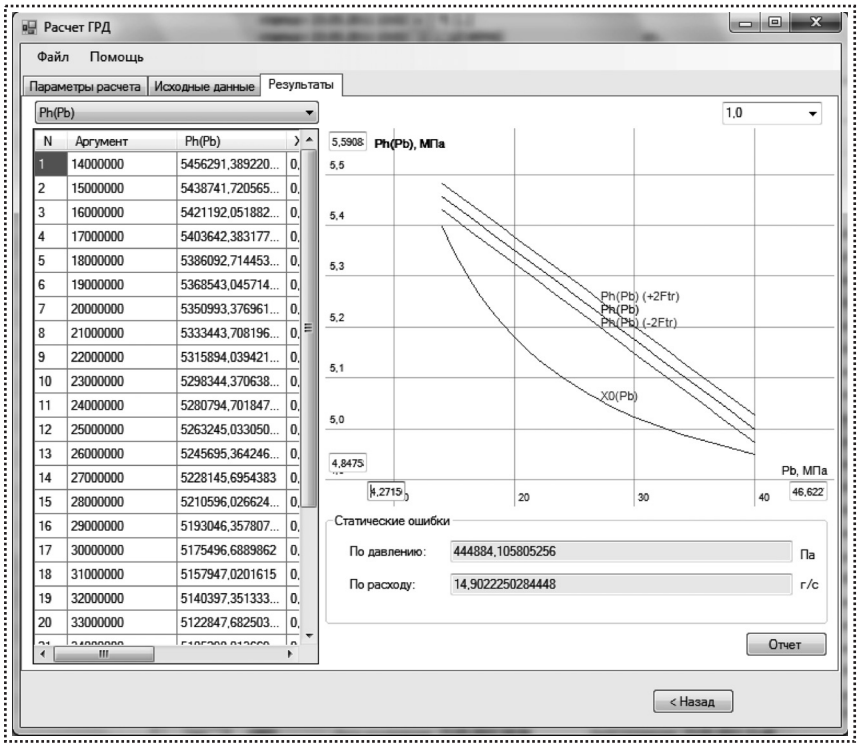


Рис. 4. Интерфейс модуля анализа характеристик

выполняется принятие решений о качественном показателе готовой или разрабатываемой конструкции регулятора давления. В основе построения зависимостей лежат математические выкладки, изложенные в модуле математического обеспечения, который позволяет в диалоговом режиме предоставить пользователю наглядную информацию в виде графиков зависимостей статических характеристик, устойчивости и переходных процессов (рис. 4). С помощью компонента Graphic2DViewer пользователь имеет полный контроль над отображением информации. Graphic 2DViewer позволяет сдвигать, увеличивать или уменьшать область просмотра, управлять шагом сетки координат. Программа может размещать графики группами и создавать локальные координаты для сравнения поведения функций, у которых значения отличаются на порядок и более. В области вывода таблицы данных сгруппированные графики размещаются по порядку. Пользователь может изменить по желанию исходные данные, а также количество итераций/время симуляции.

Модуль документирования позволяет выводить графики и данные в таблицы Excel.

В ***модуль информационной поддержки*** входят две составляющие – методическое обеспечение и информационное обеспечение в виде базы данных.

Пользователь может воспользоваться методическим обеспечением в виде справки о РГД и расчете его характеристик. Для этого в программе есть специальное окно "Справочная информация".

Модуль взаимодействия с внешними приложениями обеспечивает связь с внешними источниками информации с помощью программы Excel и САПР КОМПАС-3D.

Вывод

Разработанные автоматизированная система проектирования РГД и программное обеспечение позволяют провести автоматизированный расчет и анализ характеристик регуляторов давления газа, спроектировать трехмерную модель РГД, что значительно сокращает не только время инженерных расчетов, но и позволяет найти оптимальное сочетание эксплуатационных характеристик регуляторов давления газа.

Библиографический список

1. **Буянов И.В.** Автоматизированный расчет характеристик регуляторов давления газа // XXXVII Гагаринские чтения: Научные труды Междунар. молодежной науч. конф. в 8 т. Москва, 5–8 апреля 2011 г. М.: МАТИ, 2011. Т. 4. С. 134–135.

УДК 621.43:534.83.62-752

В.И. Щербаков, *канд. техн. наук,* **К.М. Круглов, Д.В. Аксёнов,** *аспиранты (МГТУ "МАМИ"),*
Л.С. Шкурко, *канд. техн. наук (АМО "ЗИЛ")*
E-mail: VISherbakov@mail.ru

Сравнительная оценка вибродемпфирующих характеристик панелей, выполненных с применением клея

Приведены результаты экспериментальных сравнительных исследований вибродемпфирующих характеристик серийной панели из стали 08 и опытных конструкций панели, выполненных с применением клеев: сэндвич-панели из двух стальных листов стали 08, связанных клеевой прослойкой; базальтопластика из базальтового волокна с эпоксидным связующим. Установлено, что лучшими свойствами гашения вибраций обладает панель из базальтопластика. Этот материал рекомендован для изготовления масляного поддона и клапанных крышек двигателя.

The experimental results of comparative research of the vibration damping characteristics of serial panel of steel and experimental designs panel made with the use of adhesives: a laminated panel of two sheets of steel connected by adhesive layer; basalt fiber with epoxy matrix. It is established that the best damping properties has a basalt panel. This material is recommended for the manufacture of the oil pan and valve covers of engine.

Ключевые слова: клеевая панель, базальтопластик, виброзащита, структурный шум, шум двигателя.

Keywords: laminated panel, basalt fiber plastic, vibration protection, structural noise, engine noise.

В машиностроении наблюдается неуклонная тенденция по ужесточению экологических и санитарных требований к выпускаемым машинам. В частности, это касается уровня шума автомобиля, предельно допускаемые значения которого регламентированы нормами ЕЭК ООН № 51-02.

В автомобиле множество источников шума, но основным является его двигатель. Шум двигателя обусловлен вибрациями наружных поверхностей корпусных деталей. Такой шум называют *структурным*. Каждая корпусная деталь вносит в суммарный структурный шум свой вклад, который можно считать пропорциональным доли площади боковой поверхности этой детали от общей площади боковой поверхности двигателя. О величине вкладов можно судить по диаграмме, представленной на рис. 1 [4, 5]. Из нее следует, что более 70 % площади боковой поверхности двигателя приходится на масляный поддон, переднюю крышку и клапанные крышки. Следовательно, снизить структурный шум двигателя возможно за счет принятия мер в первую очередь по указанным деталям. Этот вывод соответствует принципу очередности, который следует соблюдать при разработке мероприятий по борьбе с шумом и вибрацией машин [1]. Только переходя от более шумных источников к менее шумным, можно достичь желаемого результата.

Далее приведены результаты научно-исследовательской работы, проведенной Московским государственным техническим университетом "МАМИ" совместно с АМО "ЗИЛ", целью которой являлась разработка рекомендаций по снижению уровня шума бензинового двигателя для выполнения возрастающих норм ЕЭК ООН № 51-02. Достижение поставленной цели планируется путем замены серийного материала из листовой стали 08 масляного поддона и клапанных крышек на материал с более высокими вибродемпфирующими характеристиками. В качестве такого материала рассматривались сэндвич-панель из двух стальных листов с клеевой прослойкой и базальтопластик. Последний представляет собой композиционный материал из базальтового волокна с эпоксидным связующим.

Масляный поддон и клапанные крышки с точки зрения строительной механики представляют собой тонкостенные пластинчатые и оболочечные конструкции. Их обобщенной моделью для проведения расчетных и экспериментальных исследований будет пластинка. Так как виброакустические свойства конструкции (детали) характеризуются спектром собственных частот и коэффициентами вибропоглощения (демпфирования), которые в свою очередь зависят от физико-механических свойств материала, геометрических разме-

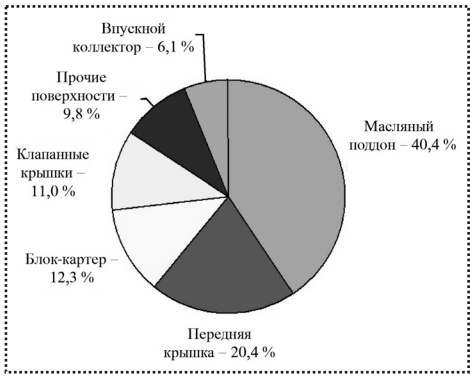


Рис. 1. Вклад поверхностей бензинового двигателя в образование структурного шума

ров и граничных условий закрепления конструкции, то при проведении экспериментов для образцов-пластинок из разных материалов предусматривалось варьирование их геометрическими размерами и условиями закрепления.

Исследованию подлежали прямоугольные пластинки трех различных размеров, но с одинаковым соотношением сторон – 3:2 (675×450 мм, 450×300 мм и 300×200 мм). При помощи специально сконструированного приспособления, представляющего собой жесткую рамку с элементами крепления исследуемых пластин, моделировались следующие три вида краевых закреплений пластин: шарнирное закрепление по двум противоположным краям, шарнирное закрепление по всему периметру, жесткое защемление по двум противоположным краям. Шарнирное закрепление осуществлялось болтами и выпуклыми накладками, устанавливаемыми между опорными элементами приспособления и краями исследуемой пластины. Жесткое защемление обеспечивалось клеевыми соединениями шириной 20 мм краев пластины с опорными элементами приспособления.

На подготовительном этапе работ изготавливали экспериментальные образцы. Первую группу образцов представляли пластины из обычной листовой стали 08 толщиной 1 мм, используемой в серийном производстве масляных поддонов и клапанных крышек. Вторая группа образцов состояла из пластин в виде сэндвич-панелей толщиной 1,2 мм, изготовленных из склеенных между собой двух стальных листов стали 08, толщиной 0,5 мм каждый. Слой клея ВК-50 между стальными пластинами имел толщину 0,15...0,20 мм. И, наконец, третью группу образцов представляли панели из базальтопластика толщиной 3,4 мм.

Специфика производства и эксплуатации двигателей выдвигает ряд требований, которые были учтены при выборе новых материалов для масляного поддона и клапанных крышек, а именно:

- общая неплоскостность поверхности прилегания крышек к головке блока цилиндров и масляного поддона к картеру двигателя (должно быть не более 0,5 мм и на длине 100 мм – не более 0,15 мм);
- вибростойкость;
- термостойкость в интервале температур от –45° до +110 °С;
- масло- и бензостойкость.

В соответствии с этими требованиями для клеевой прослойки сэндвич-панелей был выбран клей ВК-50, который, удовлетворяя перечисленным требованиям, имеет повышенную стойкость к виброакустическим нагрузкам и широко применяется в авиационной промышленности

Сравнительные экспериментальные исследования вибродемпфирующих характеристик подготовленных образцов проводились по методике вибрационных испытаний деталей автомобиля, разработанной бюро виброакустики УКЭР АМО ЗИЛ. Использовались заводская лаборатория и аппаратура. Метод испытания каждого образца состоял в следующем. Образец-пластина закреплялась в приспособлении. В центральной части пластины устанавливался пьезодатчик (датчик 4343 компании "Брюль и Къер"). Ударным импульсом с помощью специального молотка систему выводили из равновесия, возбуждая в ней весь спектр собственных колебаний. Датчик регистрировал колебания пластины и передавал сигнал в виде закона изменения во времени t ускорения на один из каналов двухканального анализатора (CF-920 компании "Ono Sokki"). Одновременно на второй канал анализатора поступала запись ударного импульса с пьезодатчика силы (датчик 8200 компании "Брюль и Къер"), установленного внутри бойка молотка. В ходе эксперимента фиксировались график затухания свободных колебаний испытуемых пластин и частотный спектр этих колебаний. В целях минимизации влияния на результаты эксперимента случайных погрешностей испытания каждого образца проводились четыре раза. За окончательные результаты принимались средние арифметические значения, найденные из всех четырех испытаний. В качестве примера на рис. 2 представлены законы изменения во времени колебаний пластин с размерами 450×300 мм из различных материалов для случая шарнирного опирания по всему контуру.

Соответствующие им частотные спектры показаны на рис. 3. Видно, что время, за которое образцы возвращаются в первоначальное состояние равновесия, у панели из серийного материала (стали) наибольшее, для сэндвич-панели промежу-

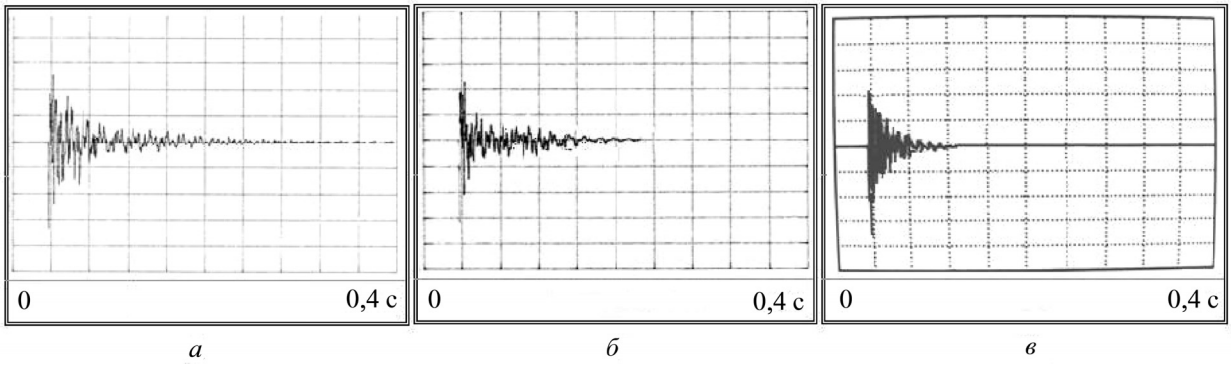
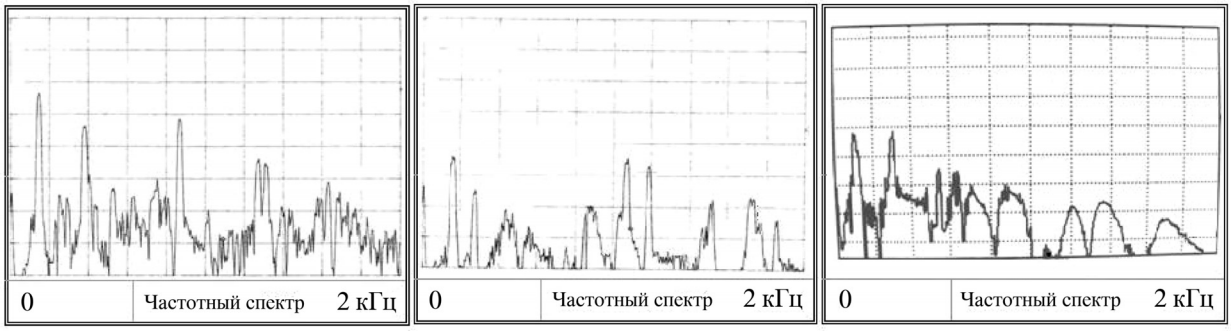


Рис. 2. Графики зависимости виброускорения от времени свободных колебаний пластин размерами 450×300 мм, шарнирно закрепленных по контуру:
а – из листа стали 08 толщиной 1 мм; *б* – из сэндвич-панели толщиной 1,2 мм; *в* – из базальтопластика толщиной 3,4 мм



а *б* *в*

Рис. 3. Частотные спектры виброускорения свободных колебаний пластин размерами 450×300 мм, шарнирно закрепленных по контуру:
а – из листа стали 08 толщиной 1 мм; *б* – из сэндвич-панели толщиной 1,2 мм; *в* – из базальтопластика толщиной 3,4 мм

точное и для панели из базальтопластика – наименьшее. Темп затухания колебаний, а следовательно, и вибродемпфирование у базальтопластиковых образцов наибольшие. Анализ частотных спектров показывает, что спектр серийного материала широкополосный с резкими пиками во всем диапазоне частот и особенно в полосе 500...1000 Гц и выше, что оказывает наибольшее влияние на вибрации и шум машин. Спектр колебаний сэндвич-панели имеет более плавные пики и тенденцию к понижению с ростом частот. То же отмечается и для спектра панели из базальтопластика. Последняя имеет наилучшую спектральную характеристику с точки зрения вибродемпфирования.

Отмеченные качественные соотношения между характеристиками для пластин из различных материалов сохраняются при всех видах закрепления.

Рассмотрим количественные оценки вибродемпфирующих характеристик исследованных панелей.

Свободные колебания пластины после приложения ударного импульса описываются следующим выражением:

$$\overline{\omega}(x, y, t) = \sum_{i=1}^{\infty} A_i f_i(x, y) \mathrm{e}^{\alpha_i t} \cos(\omega_i t + \beta_i), \qquad (1)$$

где $\overline{\omega}(x, y, t)$ – функция прогибов пластины;

A_i – начальная амплитуда i-й формы колебаний;

$f_i(x, y)$ – i-я собственная форма колебаний;

x, y – координаты в системе координат, расположенной в срединной плоскости пластины;

α_i – коэффициент затухания i-й формы колебаний;

ω_i, β_i – собственная частота и начальная фаза i-й формы колебаний.

Продифференцировав выражение (1) по времени t первый раз, получим скорость, а второй раз – ускорение. Из этих выражений найдем амплитудные значения перемещения A_z, скорости $A_{z'}$, и ускорения $A_{z''}$ для i-й формы колебаний в момент времени t_k:

$$A_z(t_k) = A_i f_i(x, y) \mathrm{e}^{-\alpha_i t_k};$$

$$A_{z'}(t_k) = A_i f_i(x, y) \sqrt{\alpha_i^2 + \omega_i^2}\, \mathrm{e}^{-\alpha_i t_k};$$

$$A_{z''}(t_k) = A_i f_i(x, y)(\alpha_i^2 + \omega_i^2) \mathrm{e}^{-\alpha_i t_k}.$$

Тогда для логарифмического декремента колебаний δ_i i-й формы колебаний можем записать:

$$\delta_i = \ln \frac{A_z(t_k)}{A_z(t_k + T_i)} =$$

$$= \ln \frac{A_{z'}(t_k)}{A_{z'}(t_k + T_i)} = \ln \frac{A_{z''}(t_k)}{A_{z''}(t_k + T_i)} = \alpha_i T_i = \alpha_i \frac{2\pi}{\omega_i},$$

где $T_i = \dfrac{2\pi}{\omega_i}$ – период собственных колебаний по i-й форме.

Отсюда следует, что декремент колебаний может быть найден по любой из зависимостей, определяющих закон перемещений, скоростей или ускорений. На практике наиболее просто получить характеристики ускорений, так как пьезодатчики непосредственно регистрируют ускорения. И в этом случае можно обойтись без дополнительных интегрирующих элементов в цепи регистрации и анализа экспериментальных данных.

Однако ввиду сложности структуры системы теоретическое определение значений декремента колебаний и частот собственных колебаний связано с принципиальными сложностями. Вместе с тем, для решения поставленных задач достаточно провести сравнительную количественную оценку демпфирующих свойств исследуемых пластин. Это можно сделать по эффективному коэффициенту затухания α – показателю экспоненциальной зависимости, аппроксимирующей максимумы выходного процесса $z(t)$ колебаний пластины. Для этого следует рассмотреть экстремумы верхней части процесса, которые для иллюстрирующего примера показаны в виде точек на графике в координатах z, t (рис. 4).

Аппроксимирующая зависимость в исходных координатах z, t подбирается в виде

$$z = A\mathrm{e}^{-\alpha t}, \qquad (2)$$

где A – неизвестная амплитуда;

α – неизвестный коэффициент затухания.

Для отыскания параметров A и α удобно перейти к логарифмической координате по оси z. Прологарифмировав правую и левую части уравнения (2), получим

$$\xi = a - \alpha t, \qquad (3)$$

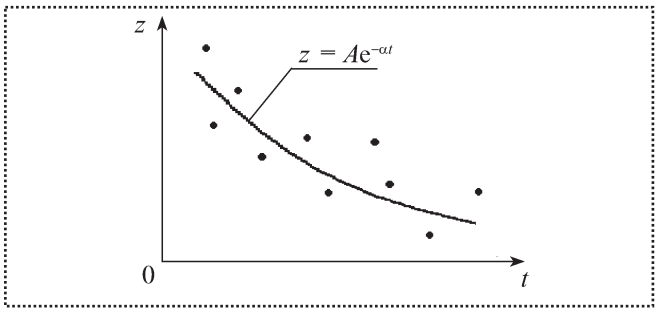


Рис. 4. Экстремумы процесса и аппроксимирующая зависимость в исходных координатах *z*, *t*

где $\xi = \ln z$, $a = \ln A$.

В координатах ξ, t подбираемая зависимость стала линейной (рис. 5).

В соответствии с методом наименьших квадратов составим сумму квадратов отклонений значений аппроксимирующей функции $\xi(t_i)$ и дискретных значений максимумов ξ_i процесса

$$S = \sum_{i=1}^{k} (\xi(t_i) - \xi_i)^2 = \sum_{i=1}^{k} (a - \alpha t_i - \xi_i)^2, \qquad (4)$$

где S – сумма квадратов отклонений;

k – общее число рассматриваемых экстремумов процесса.

Далее следует найти частные производные S по параметрам α и a. Приравнивая эти производные к нулям, получим систему двух линейных алгебраических уравнений относительно неизвестных α и a, после решения которой получим формулы для их определения:

$$\alpha = \frac{k\sum_{i=1}^{k}\xi_i t_i - \sum_{i=1}^{k} t_i \sum_{i=1}^{k}\xi_i}{\left(\sum_{i=1}^{k} t_i\right)^2 - k\sum_{i=1}^{k} t_i^2}; \qquad (5)$$

$$a = \frac{\sum_{i=1}^{k} t_i \sum_{i=1}^{k}\xi_i t_i - \sum_{i=1}^{k}\xi_i \sum_{i=1}^{k} t_i^2}{\left(\sum_{i=1}^{k} t_i\right)^2 - k\sum_{i=1}^{k} t_i^1}. \qquad (6)$$

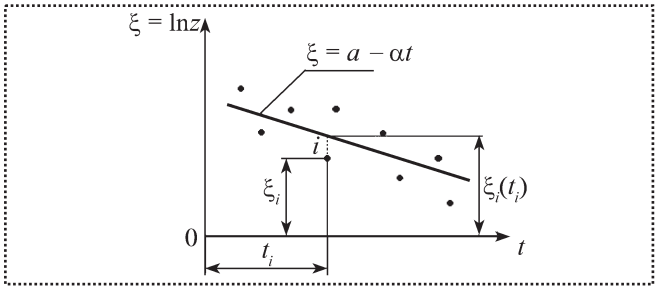


Рис. 5. Экстремумы процесса и аппроксимирующая зависимость в логарифмической координате ξ и времени *t*

В качестве дополнительной характеристики демпфирующих свойств системы можно использовать условное время затухания $t_{зат}$ – это время, в течение которого амплитуда аппроксимирующей кривой A (1) уменьшится, например, в 100 раз. Заменив в уравнении (2) z на $A \cdot 10^{-2}$ и время t на $t_{зат}$, найдем

$$t_{зат} = \frac{4{,}606}{\alpha}. \qquad (7)$$

Результаты расчетов коэффициента затухания α по формуле (5) показаны в графической форме на рис. 6. Из представленных графиков видно, что наилучшими вибродемпфирующими свойствами обладают панели из базальтопластика. При этом для всех исследуемых материалов коэффициент демпфирования растет с уменьшением размеров пластин и с повышением жесткости закрепления краев пластин. Так, значения коэффициента затухания α для случая шарнирного закрепления панелей по всему контуру составили 28,6 для базальтопластика, 18,8 – сэндвич-панели и 14,9 – стали. А их отношения к значению α для базового материала (стали) равны 1,92 и 1,26 соответственно для базальтопластика и сэндвич-панели.

Сравнительную оценку изменения спектра собственных частот пластин из экспериментальных материалов по отношению к пластинам из серийного материла (стали) можно провести по теоретическим формулам и спектрам. Так, для пластины с шарнирно опертыми краями по всему контуру собственные частоты находятся по следующей формуле [2, 3]:

$$\omega_{mn} = \pi^2\left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2}\right)\sqrt{\frac{D}{\rho h}}, \qquad (8)$$

где $m = 1, 2, 3, \ldots$;

$n = 1, 2, 3, \ldots$;

a и b – размеры сторон пластины;

ρ – плотность материала;

h – толщина пластины;

D – цилиндрическая жесткость, $D = \dfrac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$;

E – модуль упругости материала пластины;

μ – коэффициент Пуассона материала пластины.

Для других вариантов закрепления пластины формулы, определяющие собственные частоты, отличаются от формулы (8) лишь коэффициентом перед радикалом, причем эти коэффициенты зависят только от геометрических размеров пластины и параметров m и n. Следовательно, сравнительную оценку изменения собственных частот для образцов из различных материалов, но при одинаковых размерах и условиях закрепления, будем проводить по выражению, стоящему под радикалом, т.е.

$$\omega^* = \sqrt{\frac{Eh^2}{\rho(1-\mu^2)}}. \qquad (9)$$

Числовые расчеты по формуле (9) дают следующие результаты:

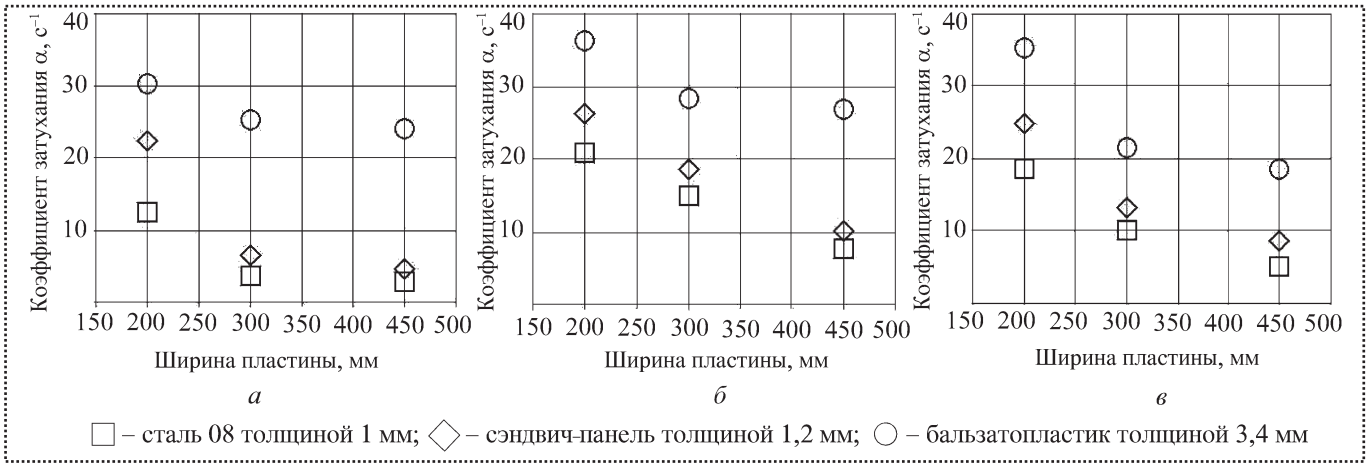


Рис. 6. Зависимость коэффициента затухания колебаний *α* от свойств материала и габаритов пластины:
а – шарнирное закрепление по двум краям; *б* – шарнирное закрепление по всему контуру; *в* – жесткое защемление по двум краям

• для пластин из листа стали 08 толщиной $h = 1$ мм, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0{,}24$, $\rho = 7{,}85 \cdot 10^3$ кг/м^3

$$\omega^*_{\text{ст}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 1^2 \cdot 10^{-6}}{7{,}85 \cdot 10^3 (1 - 0{,}24^2)}} = 5{,}20 \frac{\text{м}^2}{\text{с}};$$

• для пластин из сэндвич-панелей толщиной $h = 12$ мм, $E = 1{,}76 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0{,}24$, $\rho = 6{,}74 \cdot 10^3$ кг/м^3

$$\omega^*_{\text{с-пан}} = \sqrt{\frac{1{,}75 \cdot 10^{11} \cdot 1{,}2^2 \cdot 10^{-6}}{6{,}75 \cdot 10^3 (1 - 0{,}24^2)}} = 6{,}31 \text{ м}^2/\text{с};$$

наконец, для пластин из базальтопластика $h = 3{,}4$ мм, $E = 1{,}7 \cdot 10^4$ МПа, $\mu = 0{,}28$, $\rho = 1{,}60 \cdot 10^3$ кг/м^3

$$\omega^*_{\text{бп}} = \sqrt{\frac{1{,}7 \cdot 10^{10} \cdot 3{,}4^2 \cdot 10^{-6}}{1{,}6 \cdot 10^3 (1 - 0{,}28^2)}} = 11{,}54 \text{ м}^2/\text{с}.$$

Полученные результаты позволяют заключить, что спектр собственных частот пластин из сэндвич-панелей почти не изменился по отношению к спектру пластин из серийной листовой стали 08. В то время как частоты собственных колебаний из базальтопластика повысятся в $\frac{11{,}54}{5{,}20} = 2{,}22$ раза, что должно благоприятно сказаться на снижении структурного шума.

Проведенные сравнительные испытания показали, что наиболее высокими свойствами гашения вибраций обладают панели из базальтопластика. Этот материал рекомендуется для изготовления масляного поддона и клапанных крышек двигателя. В дальнейшем планируется проведение натурных испытаний этих деталей.

Библиографический список

1. **Артоболевский И.И., Бобровницкий Ю.И., Генкин М.Д.** Введение в акустическую динамику машин. М.: Наука, 1979. 296 с.

2. **Бидерман В.Л.** Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. 408 с.

3. **Вибрации** в технике. Справочник в 6 т. Т. 1. Колебания линейных систем / Под. ред. В.В. Болотина. М.: Машиностроение, 1978. 352 с.

4. **Руссинковский В.С.** Разработка метода расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей автомобильных дизелей: дис. ... канд. техн. наук. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. 182 с.

5. **Яковенко А.Л.** Разработка методики и инструментальных средств для прогнозирования структурного шума двигателя внутреннего сгорания: дис. ... канд. техн. наук. М.: МАДИ (ГТУ), 2009. 144 с.

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) 268-38-42; тел./факс (499) 268-85-26; факс 269-48-97.
Технический редактор *Жиркина С.А.* Корректоры *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 10.01.12 г. Подписано в печать 28.02.12 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 5,88. Уч.-изд. л. 6,05. Заказ 112. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Издательство Машиностроение".
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, д. 15.