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

2 2008 (91)

СОДЕРЖАНИЕ

Современные технологии сборки

Непомилуев В.В., Дюпин И.В. Повышение качества сборки путем обеспечения статистической управляемости технологических процессов изготовления деталей . . . 3

Сборочное оборудование и его элементы

Божкова Л.В., Чуканова О.В., Акульшина Т.В., Воловов М.В. Разработка алгоритмов программного управления сборочных промышленных роботов 8

Архипова В.А. Моделирование режимов работы манипулятора 13

Технологическая оснастка для сборки

Аксенов С.Н., Елфимов С.А. Повышение эффективности струйных захватных устройств 17

Сборка с использованием клея

Мурзаева И.В., Дружинин В.Ю., Клочкова Т.Н., Павлихин С.Е., Гуляев В.А. Исследование прочности клеевого соединения автомобильных стекол 21

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Куменко А.И. Перспективы развития систем диагностики технического состояния генерирующего оборудования ТЭС. Состояние и развитие отечественных систем виброконтроля и диагностики 25

Разборка. Ремонт

Корниенко В.М., Макарова Н.В., Маслов А.М., Мурашкин Е.В. Перспективный инструмент высокоскоростной разделки утилизируемых металлических конструкций 38

Триботехнологии

Мишин А.В., Зернин М.В. Конечно-элементная методика расчета динамически нагруженных подшипников скольжения с учетом отклонений формы рабочей поверхности от цилиндрической 43

Справочный материал

Старжинский В.Е., Антонюк В.Е., Кане М.М., Шалобаев Е.В., Шилько С.В. Словарь-справочник по зубчатым передачам русско-английско-немецко-французский. *Продолжение* 55

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индексы по каталогу “Роспечать” – **79748**, Объединенному каталогу “Пресса России” – **84967**, каталогу "Почта России" – **60257**) или непосредственно в издательстве
Тел.: (495) 268-38-42; тел./факс: 268-85-26. Факс: (495) 269-48-97.
E-mail: sborka@mashin.ru
Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

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

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

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

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

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

Ответственные за подготовку и выпуск номера:
Н.М. КУЩ-ЖАРКО, О.Н. ЛУТОВИНИНА, А.В. ЗОРИН

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

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

THE MONTHLY NEWSMAGAZINE FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

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

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

2 2008 (91)

CONTENTS

Modern Technologies in Assembly

Nepomiluev V.V., Dyupin I.V. Assembly quality increasing by means of statistical control assurance of parts manuffacturing technological process . . . 3

Production Tools and Machinery for Assembly

Bozhkova L.V., Chukanova O.V., Akulshina T.V., Volovov M.V. Development of algorithms of program management by manipulators of assembly industrial robots . . . 8

Arhipova V. A. Modelling of operating modes of the manipulator . . . 13

Technological Equipment for Assembly

Aksyonov S.N., Elfimov S.A. Rising efficiency of stream grips . . . 17

Сборка с использованием клея

Murzaeva I.V., Druzhinin V.U., Klochkova T.N., Pavlihin S.E., Gulyaev V.A. The research of the glue junction durability in the automobile glass gluing technology . . . 21

Quality Assurance. Testing. Monitoring

Kumenko A.I. Condition and prospects of development of systems of diagnostics of a technical condition of generating equipment TPS . . . 25

The Dismantling. Repair

Kornienko V.M., Makarova N.V., Maslov A.M., Murashkin E.V. Perspective instrument for high-speed cutting of the utilized metal construction . . . 38

Triboloqical Technological

Mishin A.V., Zernin M.V. Finite element method of culation of dynamically loaded sleeve bearings with discrenciesfrom cylindrical working surface . . . 43

Reference source

Starzhinsky V.E., Antonjuk V.E., Kane M.M., Shalobaev E.V., Shilkov S.V. The dictionary – hand-book on gearings (Russian-English-German-French). *A prolongation* . . . 55

Journal is distributed on subscription, which can be issued in any post office (index on the catalogue of the "Rospechat" agency **79748**, the union catalogue "Pressa Rossii" **84967**, the catalogue "Pochta Rossii" **60257**) or directly in editorial of the journal.

Ph.: (495) 268-38-42; ph./fax: 268-85-26. Fax: (495) 269-48-97.

http://www.mashin.ru

E-mail: sborka@mashin.ru

Labor Red Banner Order Public Corporation "Publishing House "Mashine Building"
107076, Moscow, Stromynsky per. 4

The reference to the Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal during reprint of the materials is mandatory.

Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

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

Editors

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

Regional editors

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

Ukraine

KIEV
ZENKIN A.S.
MATVIENKO V.A.
DONETSK
MIKHAILOV A.I.
SEVASTOPOL
PERVUKHINA E.L.
KHARKOV
ARPENTIEV B.M.

Belarus

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

Executive editors of current issue:
KUSH-ZHARKO N.M., LUTOVININA O.N., ZORIN A.V.

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

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

В.В. Непомилуев, *д-р техн. наук,* **И.В. Дюпин**
(Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева)

Повышение качества сборки путем обеспечения статистической управляемости технологических процессов изготовления деталей

Рассмотрена возможность повышения качества сборки изделия без завышения требований к деталям путем обеспечения статистической управляемости процессов их изготовления с помощью контрольных карт Шухарта. Описан метод обоснованного назначения параметров контрольной карты и результаты его использования.

The article considers the opportunity to increase a quality of product assembly process without requirements overstating for assembly parts. It can be done owing to statistical control assurance of parts manufacturing process by means of the Shewhart control charts. This article describes a method for taking proved values of control chart parameters and result of method using.

Ведущим этапом в формировании качественных показателей изделий является сборка, завершающая технологический процесс их изготовления. Качество сборки является определяющим в обеспечении важнейших эксплуатационных параметров собранного изделия, его надежности и складывается из совокупности большого количества различных показателей.

Наиболее значимые с потребительской точки зрения эксплутационные показатели любого изделия напрямую зависят от точности изготовления деталей, сборки отдельных узлов и машины в целом. Поэтому проблема обеспечения геометрической точности является ключевой проблемой создания высококачественных изделий.

Получаемые в процессе производства действительные размеры деталей всегда имеют отклонения от номинала. Согласно существующим подходам к обеспечению качества изделий нормируются допустимые величины отклонений размеров деталей. Между тем на качество сборки влияют не только действительные размеры собираемых деталей, но и характер распределения этих размеров, который в настоящее время в технологической документации не нормируется и, соответственно, не контролируется.

Для иллюстрации отмеченной выше зависимости имитировали процесс сборки: в MS Excel генерировались выборки случайных чисел, соответствующих допустимым размерам собираемых деталей A_1 и A_2, которые образуют простейшую размерную цепь с замыкающим звеном A_Δ ($A_1 = A_2 = 10^{+0,1}$; $A_\Delta = A_1 + A_2 = 20^{+0,2}$).

Были рассмотрены два варианта сборки из деталей, размеры которых равномерно распределены:

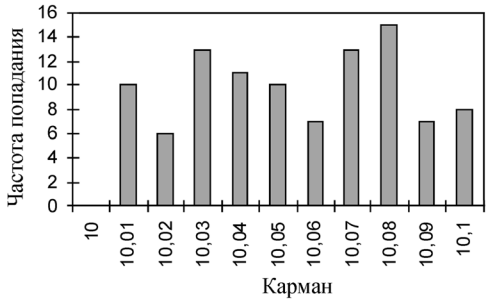
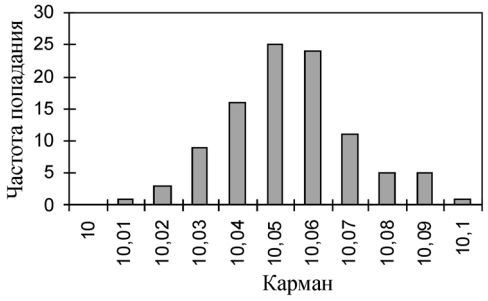
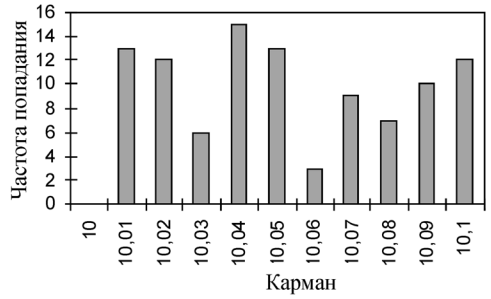
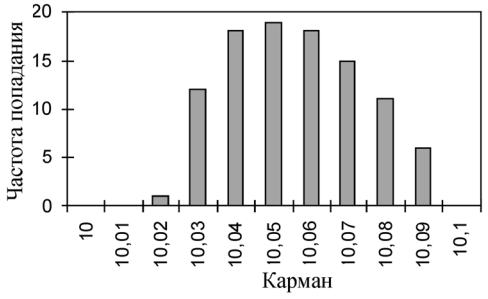
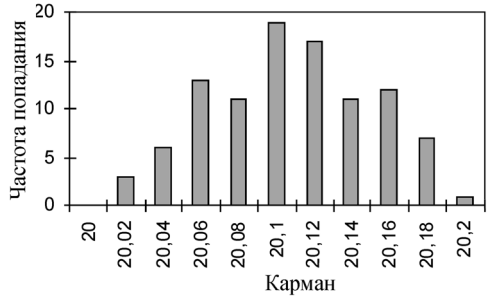
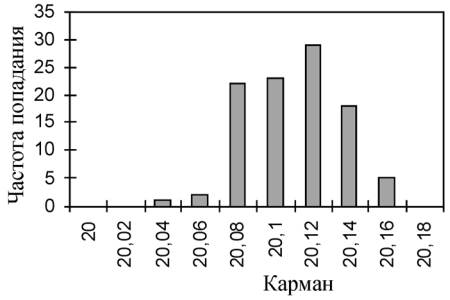
- в пределах допуска – такое распределение характерно для разлаженных технологических процессов;
- в пределах допуска по нормальному закону – такое распределение характерно для налаженных, статистически управляемых технологических процессов.

В рассмотренных вариантах все детали были годными.

Результаты компьютерного моделирования представлены в табл. 1. Здесь же приведены гистограммы распределения размеров составляющих и замыкающих звеньев, рассчитанные значения стандартных отклонений σ и полей рассеяния замыкающего звена ωA_Δ, а также индексов способности процессов *Ср*.

Анализ данных, приведенных в табл. 1, позволяет сделать вывод о том, что замена законов распределения составляющих звеньев на нормальный закон дает возможность при неизменных требованиях к деталям (в обоих случаях допуски составляющих звеньев остаются одинаковыми) существенно повысить качество собираемого изделия. Например, при использовании налаженных технологических процессов изготовления деталей (нормальное распределение размеров изготовленных деталей) фактическое поле рассеяния

1. Результаты моделирования процесса сборки изделия из деталей с различными законами распределения размеров

Разлаженные технологические процессы изготовления деталей*	Налаженные технологические процессы изготовления деталей**
Деталь A_1 	Деталь A_1 
Деталь A_2 	Деталь A_2 
Распределения размеров замыкающих звеньев	
	

*$\sigma = 0{,}042$; $\omega A_\Delta = 0{,}5$; $Cp = 0{,}78$.
**$\sigma = 0{,}025$; $\omega A_\Delta = 0{,}15$; $Cp = 1{,}30$.

размеров замыкающего звена в 1,3 раза меньше допуска.

Таким образом, можно утверждать, что использование налаженных, статистически управляемых технологических процессов для изготовления деталей — мощное средство повышения качества сборки, которое может быть реализовано без ужесточения требований к деталям.

Для реализации этого способа на практике необходимо обеспечить статистическую управляемость технологических процессов изготовления деталей с помощью контрольных карт, позволяю-

щих вовремя обнаруживать особые причины отклонений [1].

В настоящее время контрольную карту в отечественном машиностроительном производстве используют чрезвычайно редко, что объясняется большим количеством как субъективных, так и объективных причин. К числу наиболее весомых объективных причин относится формальная непригодность наиболее распространенных контрольных карт – карт Шухарта (ККШ) для управления негауссовыми процессами.

Процессов, параметры качества которых распределяются по нормальному закону, существует не так много. В большинстве же реальных процессов присутствуют доминирующие системные факторы, оказывающие существенное влияние на характер распределения случайной величины. Например, для технологических процессов обработки заготовок на металлорежущих станках нормальное распределение характерно, как правило, лишь для 8, 9 и более грубых квалитетов точности.

Таким образом, формально ККШ чаще всего могут быть использованы только там, где они не слишком нужны – при черновой и получистовой обработке. Попытки обосновать использование контрольных карт для негауссовых процессов делались еще самим У. Шухартом, однако согласно действующему ГОСТ Р 50779.42–99 нормальное распределение в регулируемом процессе необходимо [2].

Другой объективной причиной редкого использования ККШ является то, что современное производство имеет устойчивую тенденцию к уменьшению серийности, в связи с чем период отладки параметров карты должен быть сведен к минимуму. Однако по существующему стандарту ГОСТ Р 50779.42–99 значения параметров контрольной карты выбирают по таблицам, не отражающим особенности отдельных характеристик процесса, а затем уточняют при практическом использовании карты, что затрудняет процесс статистического регулирования, на первоначальном этапе.

Все это потребовало некоторого усовершенствования действующего метода использования ККШ.

Современными прикладными науками накоплен большой теоретический и экспериментальный материал относительно характерных особенностей практически всех используемых в настоящее время технологических процессов. Эти знания стали основой для совершенствования существующего метода использования ККШ.

Для решения данной задачи авторами был разработан метод назначения и оптимизации параметров контрольных карт, включающий:

♦ инструмент для анализа процесса управления с помощью ККШ (CAE-система программный комплекс "Control chart");

♦ методику обоснованного назначения параметров контрольной карты (объем выборки n, периодичность ее взятия t) и оценки результатов ее использования (параметров распределения результатов процесса, индекса возможностей процесса, частоты подналадок, вероятности появления брака);

♦ методику оценки экономической эффективности практического использования разработанного метода.

Применение разработанного метода позволяет с минимальными затратами обеспечить эффективное статистическое управление процессами. Структурная схема данного метода представлена на рис. 1.

Основой данного метода является программный комплекс "Control Chart" – CAE-система для исследования процесса управления с помощью ККШ. Программный комплекс "Control chart" основан на компьютерном моделировании и анализе управляемого технологического процесса. Он функционирует в среде программирования LabVIEW и позволяет решать целый комплекс сложных и актуальных задач. Его центральным элементом является программа "KKSH for nonnormal process", в которую вводится необходимая информация об исследуемом процессе. Программа построена по модульному принципу [3].

Компьютерное моделирование процесса управления с помощью ККШ заключается в том, что программно имитируется ведение ККШ.

Для виртуального технологического процесса (его роль играет блок генерации случайных чисел) периодически производят:

• взятие заданной выборки;

• расчет значений средних выборочных размахов;

• построение соответствующих точек на виртуальной контрольной карте;

• интерпретации результатов;

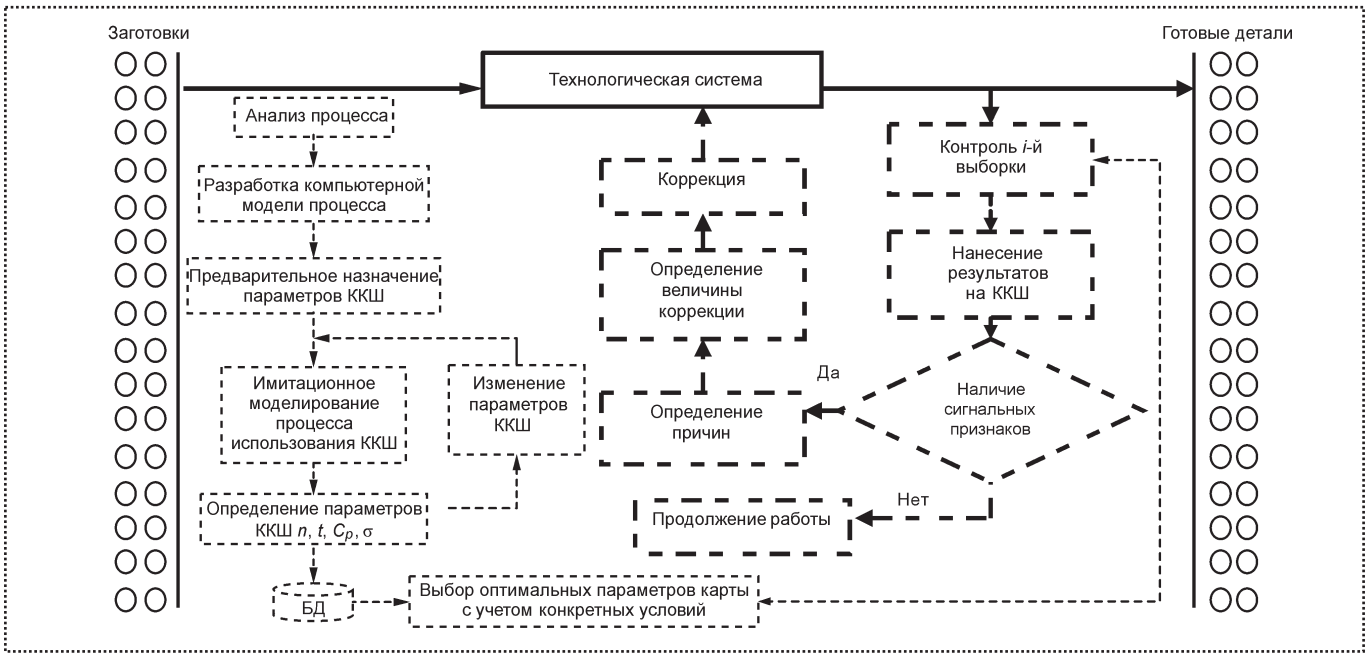


Рис. 1. Схема управления процессом методом ККШ:
→ – материальные потоки;
⇒ – существующий метод использования ККШ по ГОСТ Р 50779.42–99 (информационные потоки);
⇢ – дополнительно выполняемые работы в соответствии с предложенным методом (информационные потоки)

• принятие решения о необходимости выполнения подналадки.

Оптимизацию параметров ККШ осуществляют путем:

■ многократного повторения описанного выше процесса в программном комплексе "Control chart" с различными значениями объема выборки n и периодичности ее взятия t;

■ расчета параметров распределения результатов процесса (стандартного отклонения σ и поля рассеяния), индекса возможностей процесса, частоты подналадок, вероятности появления брака;

■ последующего выбора оптимального варианта с учетом конкретных производственных условий [4].

В *результате проведенных исследований были получены следующие результаты:*

1. Управление негауссовыми процессами с помощью контрольной карты приводит к изменению закона распределения параметров качества изготовленных деталей на нормальный или близкий к нему.

2. Существует взаимосвязь между стандартным отклонением σ параметров качества изготовленных деталей и объемом выборки n, периодичностью ее взятия t и характеристиками исходного процесса (например, интенсивностью изменения во времени доминирующего фактора).

Предлагаемый метод позволяет выполнить количественные оценки и еще до начала использования контрольной карты оценить его результаты. Алгоритм реализации метода определения параметров ККШ в зависимости от характеристик процесса и оценки результатов ее использования представлен на рис. 2.

Методика оценки экономической эффективности практического использования разработанного метода основана на сопоставлении затрат на процесс, в котором ККШ не применяют с затратами на процесс при использовании контрольной карты, построенной согласно предлагаемого метода.

Выполненная авторами оценка эффективности применения ККШ при управлении процессом шлифования наружной цилиндрической поверхности детали "втулка" показала, что трудоемкость осуществления статистического управления процессом уменьшается в среднем на 20 % по сравнению со стандартной методикой по ГОСТ Р 50779.42–99. Это связано с тем, что при использовании предлагаемого метода параметры карты оп-

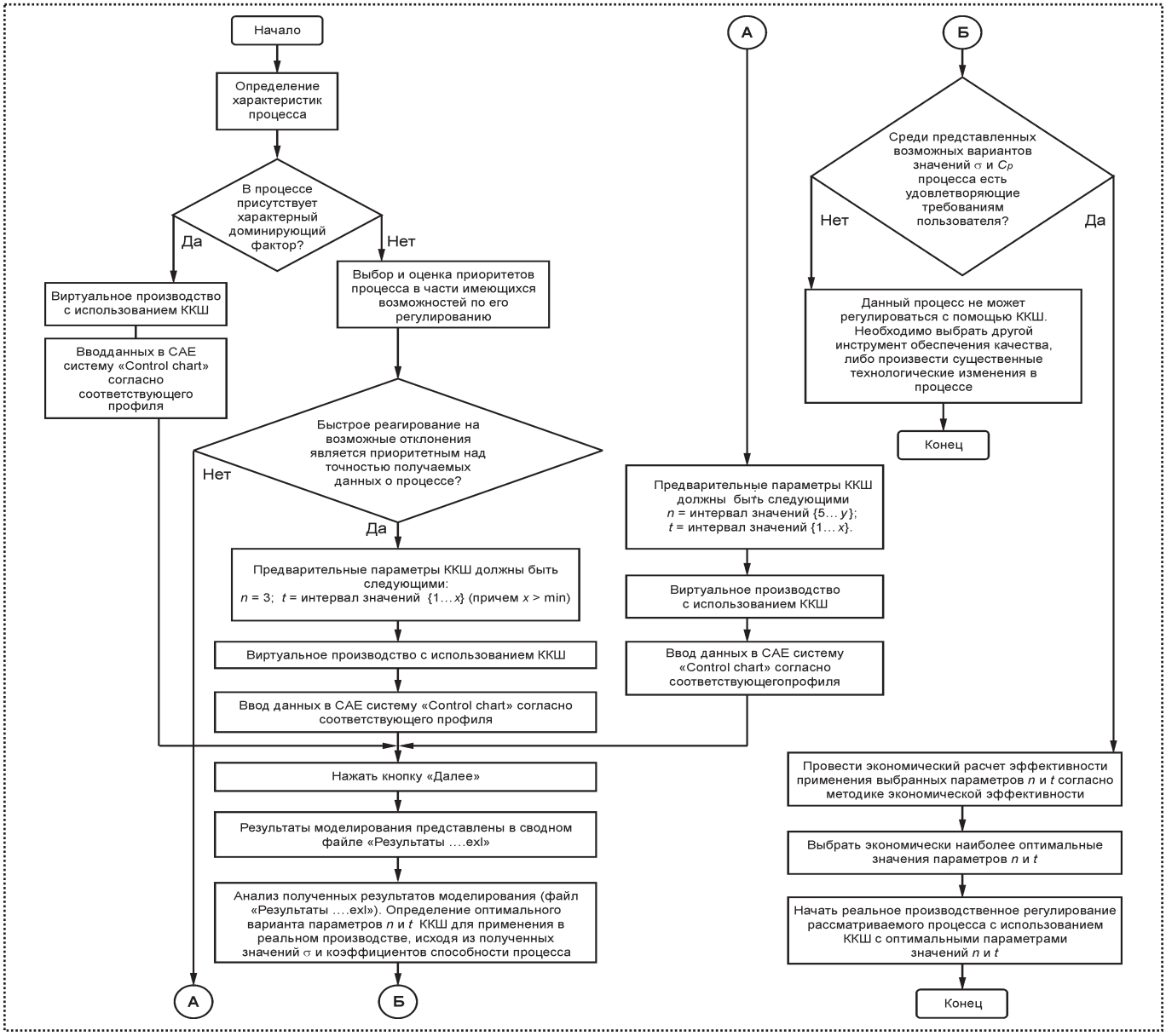


Рис. 2. Алгоритм метода определения ККШ в зависимости от характеристик процесса и оценки результатов ее использования

тимизированы для конкретного технологического процесса, и период уточнения параметров карты значительно сокращается.

Вывод

Использование разработанного авторами статьи метода назначения и оптимизации параметров контрольных карт позволяет повысить качество собираемых изделий путем обеспечения статистической управляемости технологических процессов изготовления деталей.

Список литературы

1. **Нив Г.** Пространство доктора Деминга [Текст]: в 2-х кн. Кн. 1. / Г. Нив. Тольятти: Городской общественный фонд "Развитие через качество", 1998. 332 с.

2. **ГОСТ Р** 50779.42–99. Статистические методы. Контрольные карты Шухарта [Текст]. Введ. 2000–01–01. М.: Изд-во стандартов, 1999. 36 с.

3. **Непомилуев В.В.** Контрольные карты Шухарта как инструмент управления негауссовыми процессами [Текст] / В.В. Непомилуев, И.В. Дюпин // Методы менеджмента качества. 2005. № 9. С. 34–38.

4. **Непомилуев В.В.** "Control Chart" – CAE система исследования процесса управления качеством контрольными картами Шухарта [Текст] / В.В. Непомилуев, И.В. Дюпин // Известия Тульского государственного университета. Серия "Экономика. Управление. Стандартизация. Качество." Тула: изд-во ТулГУ, 2006. С. 87–91.

Л.В. Божкова, *д-р техн. наук,* **О.В. Чуканова**, *канд. техн. наук,*
Т.В. Акульшина, М.В. Воловов *(МГТУ "МАМИ")*

Разработка алгоритмов программного управления сборочных промышленных роботов

Решена задача кинематической модели робота типа "SKILAM" с использованием дифференциальных уравнений движений звеньев манипулятора и обеспечена высокая точность позиционирования манипулятора.

Повышение эффективности роботизации сборочных процессов зависит от двух основных требований, предъявляемых к сборочному роботу: сочетание быстродействия с точностью позиционирования.

Повысить быстродействие робота можно, прежде всего реализуя совместное движение всех звеньев манипулятора, а также увеличивая их скорости и ускорения. Однако при увеличении скорости и ускорения звеньев манипулятора во время транспортировки объекта могут возникнуть их колебания, что приведет к снижению точности позиционирования робота. Таким образом, требования по точности и быстродействию являются противоречивыми.

В связи с этим актуальным является построение математической модели динамики промышленного робота, в расчетной схеме которого должны одновременно быть учтены все параметры, оказывающие наиболее существенное влияние на точность позиционирования. В рассматриваемой задаче такими параметрами являются упругие податливости механизмов приводов, сухое трение в кинематических парах, отклонение реальных динамических характеристик двигателя от идеальных.

В статье рассмотрена задача конструирования алгоритмов программного управления движением нелинейной динамической системы с шестью степенями свободы. С позиций обратной задачи динамики могут быть построены эффективные процедуры определения системы управления роботом, точно реализующие заданные программные движения звеньев манипулятора.

Метод обратных задач динамики позволяет строить алгоритмы управления по заранее заданной программе (без обратных связей) на основе математических моделей, в которых должны быть наиболее полно отражены динамические характеристики системы (геометрические, инерционные, упругие, диссипативные, реальные характеристики двигателей и др.).

Динамические ошибки, возникающие при отработке программных движений, обусловлены тем, что при определении законов управления предполагают, что управляющий сигнал (подводимое к якорю напряжение) определяется на основе идеальных характеристик двигателей, получаемых из условия, а скорость выходного вала двигателя пропорциональна подводимому к якорю напряжению. Это приводит к ошибкам позиционирования. В обратной задаче определены законы изменения подводимого к якорю электродвигателя напряжения (функция $U_i(t)$, $i = 1, 2$), обеспечивающие точную отработку программных движений звеньев манипулятора.

Сформулированная обратная задача решена применительно к кинематической модели робота типа "SKILAM" (рис. 1). Рабочими движениями этого робота являются вращения первых двух звеньев вокруг вертикальных осей и поступательное перемещение в вертикальном направлении третьего звена, несущего схват. Первые два звена манипулятора приводятся в движение от электродвигателей постоянного тока, третье – от пневмопривода.

Движения первых двух звеньев являются динамически зависимыми между собой, а движение третьего звена не зависит от движений первых двух звеньев, поэтому решение поставленной задачи проиллюстрируем на дифференциальных уравнениях движения первых двух звеньев манипулятора. Указанные дифференциальные уравнения движения представлены в форме уравнений Лагранжа

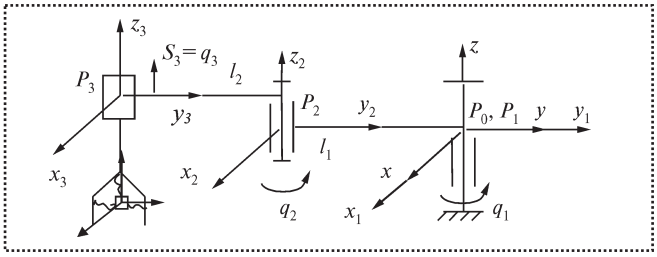


Рис. 1. Кинематическая схема робота "SKILAM"

2-го рода, в которых учтены упругие податливости механизмов приводов (кинематических пар), внутреннее вязкое трение упругих элементов, сухое трение в кинематических парах и реальные динамические характеристики двигателей.

Жесткостные свойства кинематических пар задаются значениями коэффициентов жесткости c_1 и c_2, коэффициентов демпфирования b_1 и b_2, которые могут быть как постоянными величинами, так и заданными функциями углов поворота звеньев манипулятора.

Таким образом, дифференциальные уравнения движения первых двух звеньев манипулятора с учетом перечисленных динамических параметров имеют вид [1, 2]

$$\begin{aligned}
&b_{11}\ddot{\varphi}_1 - c_1(q_1-\varphi_1) - b_1(\dot{q}_1-\dot{\varphi}_1) = i_1(M_{1g}+M_{\text{тр}}^{(1)}),\\
&a_{11}\ddot{q}_1 + a_{12}\ddot{q}_2 + b_{12}\ddot{\varphi}_2 - 2b_{13}\sin q_2\dot{q}_1\dot{q}_2 -\\
&- b_{13}\sin q_2\dot{q}_2^2 + c_1(q_1-\varphi_1) + b_1(\dot{q}_1-\dot{\varphi}_1) = -i_2M_{\text{тр}}^{(2)},\\
&b_{22}\ddot{\varphi}_2 + b_{12}\ddot{q}_1 - c_2(q_2-\varphi_2) - b_2(\dot{q}_2-\dot{\varphi}_2) =\\
&= i_2(M_{2g}+M_{\text{тр}}^{(2)}),\\
&a_{12}\ddot{q}_1 + a_{22}\ddot{q}_2 + b_{13}\sin q_2\dot{q}_2^2 + c_2(q_2-\varphi_2) +\\
&+ b_2(\dot{q}_2-\dot{\varphi}_2) = 0,
\end{aligned} \tag{1}$$

где φ_1 и φ_2 – углы поворота роторов соответствующих двигателей, приведенные к выходным звеньям редуктора;

q_1 и q_2 – углы поворота одного звена манипулятора относительно предыдущего;

$(q_i-\varphi_i)$ $i = 1, 2$ – деформация упругих элементов;

$b_{13} = m_2|P_2C_2|l_1 + m_3b_1l_2$;

$b_{22} = i_2^2I_{\text{р}}^{(2)}$;

$b_{12} = I_{\text{р}}^{(2)}i^2$;

$b_{11} = i_{\text{р}}^2I_{\text{р}}^{(1)}$;

$a_{11} = I_{Z_1}^{(1)} + I_{Z_2}^{(2)} + I_{Z_3}^{(3)2} + (m_2+m_3)l_1^2 + m_2^2 +$
$+ 2b_{13}\cos q_2$;

$a_{12} = I_{Z_2}^{(2)} + I_{Z_3}^{(3)} + m_3l_2^2 + b_{13}\cos q_2$;

$a_{22} = I_{Z_2}^{(2)} + I_{Z_3}^{(3)} + I_{Z_3}^{(3)} + m_3l_2^2$;

m_2, m_3 – массы соответственно второго и третьего звеньев с манипулируемым грузом;

l_1, l_2 – длины соответствующих звеньев;

$|P_2C_2|$ – расстояние центра тяжести второго звена от его собственной оси вращения;

$I_{\text{р}}^{(1)}, I_{\text{р}}^{(2)}$ – моменты инерции роторов соответствующих двигателей относительно их осей вращения;

i_1, i_2 – передаточные числа редукторов соответственно первого и второго приводов;

$I_{Z_1}^{(1)}, I_{Z_2}^{(2)}, I_{Z_3}^{(3)}$ – моменты инерции звеньев относительно неразрывно связанных с ними осей координат (см. рис. 1);

g – ускорение свободного падения;

M_{1g}, M_{2g} – моменты, развиваемые соответствующими двигателями.

Следует отметить, что массы двигателей были включены в массы тех звеньев, на которых двигатели расположены. Этот факт учитывали при вычислении моментов инерций звеньев относительно осей координат, связанных со звеньями.

Дифференциальные уравнения движения (1) были получены с учетом предположения, что оси координат, связанные со звеньями, являются их главными осями инерции. Силы сухого и вязкого трения, возникающие в кинематических парах, определяют по формулам:

$$\begin{aligned}
M_{\text{тр}}^{(1)} &= -r_1f_1\operatorname{sign}\dot{q}_1\sqrt{N_{1x_1}^2+N_{1y_1}^2}\\
M_{\text{тр}}^{(2)} &= -r_2f_2\operatorname{sign}\dot{q}_2\sqrt{N_{2x_2}^2+N_{2y_2}^2},
\end{aligned} \tag{2}$$

где f_1, f_2 – коэффициенты трения; N_{ix_i} и N_{iy_i} – составляющие нормальной реакции соответственно первой и второй кинематических пар;

$$\begin{aligned}
N_{1x_1} &= [n_{14}\ddot{q}_1 + n_{11}\cos q_2(\ddot{q}_1+\ddot{q}_2) -\\
&- n_{11}\sin q_2(\dot{q}_1+\dot{q}_2)^2] + f_1\frac{\dot{q}_1}{|\dot{q}_1|}[n_{14}\dot{q}_1^2 +\\
&+ n_{11}\sin q_2(\ddot{q}_1+\ddot{q}_2) + n_{11}\cos q_2(\dot{q}_1+\dot{q}_2)^2],\\
N_{1y_1} &= [n_{14}\dot{q}_1^2 + n_{11}\sin q_2(\ddot{q}_1+\ddot{q}_2) +\\
&+ n_{11}\cos q_2(\dot{q}_1+\dot{q}_2)^2] + f_1\frac{\dot{q}_1}{|\dot{q}_1|}[n_{14}\ddot{q}_1 -\\
&- n_{11}\sin q_2(q_1+\dot{q}_2)^2 + n_{11}\cos q_2(\ddot{q}_1+\ddot{q}_2)],\\
N_{2x_2} &= -n_{11}(\ddot{q}_1+\ddot{q}_2)^2 + n_{12}\ddot{q}_1 + n_{13}\dot{q}_1^2 +\\
&+ f_2\frac{\dot{\varphi}_2}{|\dot{\varphi}_2|}[n_{11}(\dot{q}_1+\dot{q}_2)^2 - n_{13}\ddot{q}_1 + n_{12}\dot{q}_1^2],\\
N_{2y_2} &= -n_{11}(\dot{q}_1+\dot{q}_2)^2 - n_{13}\ddot{q}_1 + n_{12}\dot{q}_1^2 +\\
&+ f_2\frac{\dot{\varphi}_2}{|\dot{\varphi}_2|}[n_{11}(\ddot{q}_1+\ddot{q}_2)^2 + n_{12}\ddot{q}_1 + n_{13}\dot{q}_1^2].
\end{aligned} \tag{3}$$

Коэффициенты n_{11}, n_{12}, n_{13}, n_{14} определяют по формулам

$$\begin{aligned} n_{11} &= m_2|P_2C_2|+m_3l_2, \\ n_{12} &= (m_2+m_3)l_1\cos q_2, \\ n_{13} &= (m_2+m_3)l_1\sin q_2, \\ n_{14} &= m_1|P_1C_1|+(m_2+m_3)l_1. \end{aligned} \quad (4)$$

Дифференциальные уравнения движения манипулятора нужно дополнить уравнениями динамических характеристик двигателей.

Уравнения динамических характеристик электродвигателей постоянного тока с независимым возбуждением могут быть представлены в виде

$$\begin{aligned} M_{1g}+\tau_1\dot{M}_{1g} &= r_1U_1-s_1i_1\varphi_1; \\ M_{2g}+\tau_2\dot{M}_{2g} &= r_2U_2-s_2i_2\varphi_2, \end{aligned} \quad (5)$$

где $\tau_1(i = 1, 2)$ – электромагнитные постоянные времени;

$S_i(i = 1, 2)$ – крутизна статической характеристики;

$r_i(i = 1, 2)$ – некоторые постоянные параметры.

Для определения управляющих функций $U_i(i = 1, 2)$, которые обеспечивают точную отработку программных движений звеньев манипулятора, подставим в уравнения (1) значения

$$q_j = q_j^{(n)}(j=1,2), \quad (6)$$

где $q_j^{(n)}$ – определяют законы программных движений звеньев манипулятора.

При этом решение задачи сводится к решению системы шести дифференциальных уравнений относительно шести неизвестных функций φ_1, φ_2, M_{1g}, M_{2g}, U_1, U_2.

Найденные значения управляющих функций U_1, U_2 будут точно реализовывать заданные программные движения.

Поставленная задача имеет точное аналитическое решение. Последнее уравнение системы (1) с учетом (6) содержит одну неизвестную функцию φ_2, для определения которой это уравнение запишем в виде

$$\begin{aligned} b_2\dot{\varphi}_2+c_2\varphi_2 &= a_{12}\ddot{q}_1^n+a_{22}\ddot{q}_2^n+b_{13}\sin q_2\dot{q}_2^{n^2}+ \\ &+c_2q_2^n+b_2\dot{q}_2^n. \end{aligned} \quad (7)$$

Решением уравнения (7) будет функция:

$$\begin{aligned} \varphi_2(t) &= e^{-c_2/b_2t}\left[\underline{c}_2+\frac{1}{b_2}\int B_2(t)e^{c_2/b_2t}dt\right]+ \\ &+e^{-c_2/b_2t}\int\left[\frac{c_2}{b_2}q_2^n+q_2^n\right]e^{c_2/b_2t}dt, \end{aligned} \quad (8)$$

где

$$B_2(t)=a_{12}\ddot{q}_1^n+a_{22}\ddot{q}_2^n+b_{13}\sin q_2\dot{q}_2^{n^2}; \quad (9)$$

$$\underline{c}_2 = B_2(0)/c_2.$$

Произвольная константа $\underline{c}_2$ определяется по формуле

$$\underline{c}_2 = \varphi_2(0). \quad (10)$$

Последнее слагаемое уравнения (8) приводится к виду

$$\begin{aligned} &e^{-c_2/b_2t}\int\left[\frac{c_2}{b_2}q_2^n+q_2^n\right]e^{c_2/b_2t}dt = \\ &=e^{-c_2/b_2t}\left[\frac{c_2}{b_2}\frac{b_2e^{c_2/b_2t}}{c_2}q_2^n-\int q_2^ne^{c_2/b_2t}dt+\right. \\ &\left.+\int q_2^ne^{c_2/b_2t}dt\right]=q_2^n. \end{aligned} \quad (11)$$

В результате решения уравнения (8) с учетом (11) получим

$$\varphi_2(t)=q_2^n+e^{-c_2/b_2t}\underline{c}_2+\frac{1}{b_2}e^{-c_2/b_2t}\int B_2(t)e^{c_2/b_2t}dt. \quad (12)$$

Как и следовало ожидать, главным членом представления функции (12) будет q_2^n.

Интеграл $\int B_2(t)e^{c_2/b_2t}dt$, входящий в состав (12), не имеет аналитического представления. Для его вычисления применим метод интегрирования по частям. В результате получим функцию $\varphi_2(t)$, разложенную в ряд по малому параметру b_2/c_2:

$$\begin{aligned} \varphi_2(t) &= q_2^n(t)+e^{-c_2/b_2t}\underline{c}_2+\frac{1}{b_2}\left[\frac{B_2(t)b_2}{c_2}-\right. \\ &\left.-B_2'(t)\left(\frac{b_2}{c_2}\right)^2+B_2''(t)\left(\frac{b_2}{c_2}\right)^3-B_2'''(t)\left(\frac{b_2}{c_2}\right)^4+\ldots\right]. \end{aligned} \quad (13)$$

Полученный ряд (13) абсолютно сходящийся. Ограничимся первым членом этого ряда [ошибка

при этом будет порядка (b_2/c_2)]. При этом функция $\varphi_2(t)$ примет вид

$$\varphi_2(t) = q_2^n(t) + e^{-c_2/b_2 t}\underline{c}_2 + \frac{B_2(t)}{c_2}, \qquad (14)$$

где

$$\underline{c}_2 = B_2(0)/c_2. \qquad (15)$$

Следует подчеркнуть, что параметр $B_2(0)$, входящий в (15), зависит от вида закона изменения программных скоростей звеньев манипулятора.

Слагаемое $e^{-c_2/b_2 t}\underline{c}_2$, входящее в состав (14), становится пренебрежимо малым уже на начальном этапе процесса позиционирования, поскольку $\frac{c_2}{b_2} \geq 1$. Поэтому этим слагаемым можно пренебречь и тогда функция $\varphi_2(t)$, определяемая по (14), будет иметь вид

$$\varphi_2(t) = q_2^n(t) + \frac{B_2(t)}{c_2}. \qquad (16)$$

Третье уравнение системы (1) при учете соотношения (6) примет вид

$$\begin{aligned} &b_{22}\ddot{\varphi}_2 + b_{12}\ddot{q}_1 - c_2(q_2 - \varphi_2) - b_2(\dot{q}_2 - \dot{\varphi}_2) = \\ &= i_2(M_{2g} + M_{\text{тр}}^{(2)}). \end{aligned} \qquad (17)$$

Из (17) можно определить необходимую величину момента второго двигателя и его производную по времени:

$$\begin{aligned} M_{2g} &= \frac{b_{22}\dot{\varphi}_2 + b_{12}\ddot{q}_1^n + B_2(t) + \frac{b_2}{c_2}\dot{B}_2(t)}{i_2} - M_{\text{тр}}^{(2)}, \\ \dot{M}_{2g} &= \frac{b_{22}\ddot{\varphi}_2 + b_{12}\dddot{q}_1^n + \dot{B}_2(t) + \frac{b_2}{c_2}\ddot{B}_2(t)}{i_2} - \dot{M}_{\text{тр}}^{(2)}. \end{aligned} \qquad (18)$$

Соотношения (18) позволяют на основании 2-го уравнения системы (5) определить управляющую функцию напряжения

$$U_2(t) = s_2 r_2^{-1} i_2 \dot{\bar{\varphi}}_2, \qquad (19)$$

где

$$\dot{\bar{\varphi}}_2 = \dot{\varphi}_2 + \frac{M_{2g} + \tau_2 \dot{M}_{2g}}{s_2 i_2}. \qquad (20)$$

На основании (19) с учетом (16) получим

$$\dot{\bar{\varphi}}_2 = \dot{q}_2^n + \Phi_2(t), \qquad (21)$$

где

$$\Phi_2(t) = \frac{M_{2g} + \tau_2 \dot{M}_{2g}}{s_2 i_2} + \frac{B_2(t)}{c_2}. \qquad (22)$$

В случае предположения, что характеристики двигателя идеальные, а робот абсолютно жесткий, функция $U_2(t)$ определяется соотношением

$$U_2(t) = S_2 r_2^{-1} i_2 \dot{q}_2^n. \qquad (23)$$

Из сравнения соотношений (19) и (23) с учетом выражений (21) и (22) можно сделать вывод, что главной частью найденной управляющей функции $U_2(t)$ будет функция (23).

Для определения управляющей функции $U_1(t)$ прежде всего определим функцию $\varphi_1(t)$ на основании второго уравнения системы (1).

В результате функцию $\varphi_1(t)$ аналогично (7) представим в виде

$$\begin{aligned} \varphi_1(t) = e^{-c_1/b_1}\left[\underline{c}_1 + \frac{1}{b_1}\int B_1(t) e^{c_1/b_1 t} dt\right] + \\ + e^{-c_1/b_1 t}\int\left(\frac{c_1}{b_1}q_1^n + q_1^n\right)e^{c_1/b_1 t}dt, \end{aligned} \qquad (24)$$

где

$$\begin{aligned} B_1(t) = a_{11}\ddot{q}_1^n + a_{12}\ddot{q}_2^n + b_{12}\ddot{\varphi}_2 - 2b_{13}\sin q_2^n \dot{q}_1^n \dot{q}_2^n - \\ - b_{13}\sin q_2^n \dot{q}_2^{2n}. \end{aligned} \qquad (25)$$

Учитывая, что слагаемое $e^{-c_1/b_1 t}\underline{c}_1$ в (24) пренебрежимо мало уже на начальном этапе процесса позиционирования, и проведя преобразования, аналогичные преобразованиям при определении $\varphi_2(t)$, получим

$$\varphi_1(t) = q_1^n(t) + \frac{B_1(t)}{c_1}. \qquad (26)$$

На основании первого уравнения системы (1) можно определить величину момента M_{1g} и его производную по времени $\dot{M}_{1g}$:

$$\begin{aligned} M_{1g} &= \frac{b_{11}\ddot{\varphi}_1 + B_1(t) + \frac{b_1}{c_1}\dot{B}_1(t)}{i_1} - M_{\text{тр}}^{(1)}, \\ \dot{M}_{1g} &= \frac{b_{11}\dddot{\varphi}_1 + B_1(t) + \frac{b_1}{c_1}\ddot{B}_1(t)}{i_1} - \dot{M}_{\text{тр}}^{(1)}. \end{aligned} \qquad (27)$$

Результаты расчетов для трапецеидального закона изменения скоростей

ε_{pi}, $\varepsilon_{\text{т}i}$	$0 < t <= t_{pi}$	$t_{pi} < t <= t_{\text{т}i}$	$t_{\text{т}i} < t <= t_{ki}$
$\varepsilon_{pi} = \varepsilon_{\text{т}i} = 0{,}2$	$\Phi_1(t) = 0{,}0462468$ $\Phi_2(t) = 0{,}0458274$	$\Phi_1(t) = 0{,}000014$ $\Phi_2(t) = 0{,}000021$	$\Phi_1(t) = 0{,}0462530$ $\Phi_2(t) = 0{,}0458364$
$\varepsilon_{pi} = \varepsilon_{\text{т}i} = 0{,}3$	$\Phi_1(t) = 0{,}0693669$ $\Phi_2(t) = 0{,}0687890$	$\Phi_1(t) = 0{,}000044$ $\Phi_2(t) = 0{,}000066$	$\Phi_1(t) = 0{,}0693870$ $\Phi_2(t) = 0{,}0688011$

На основании первого уравнения системы (5) получим

$$\frac{r_1 U_1}{s_1 i_1} = \varphi_1 + \frac{M_{1g} + \tau_1 M_{1g}}{s_1 i_1}. \qquad (28)$$

Соотношения (27) и (28) позволяют представить искомую управляющую функцию $U_1(t)$ в виде

$$U_1(t) = S_1 r_1^{-1} i_1 \dot{\bar{\varphi}}_1, \qquad (29)$$

где

$$\dot{\bar{\varphi}}_1 = \dot{\varphi}_1 + \frac{M_{1g} + \tau_1 \dot{M}_{1g}}{s_1 i_1}. \qquad (30)$$

Подставляя в (30) выражение (26), получим

$$\dot{\bar{\varphi}}_1 = \dot{q}_1^n + \Phi_1(t), \qquad (31)$$

где

$$\Phi_1(t) = \frac{M_{1g} + \tau_1 \dot{M}_{2g}}{s_1 i_1} + \frac{B_1(t)}{c_1}. \qquad (32)$$

Таким образом, соотношения (19), (21), (22) и (29), (31) и (32) определяют управляющие функции $U_1(t)$ и $U_2(t)$, обеспечивающие практически точное позиционирование робота.

Полученное аналитическое решение реализовано на компьютере для случая трапецеидального закона изменения скоростей (рис. 2).

При этом законы изменения обобщенных скоростей будут представлены соотношениями

$$q_i^n = \begin{cases} \varepsilon_{pi} t, & \text{если} \quad 0 < t \le t_{pi}, \\ \omega_{yi}, & \text{если} \quad t_{pi} < t \le t_{pi}, \\ \omega_{yi} - \varepsilon_{\text{т}i}(t - t_{\text{т}i}), & \text{если} \quad t_{\text{т}i} < t \le t_{\text{п}i}, \end{cases} \qquad (33)$$

где ε_{pi} и $\varepsilon_{\text{п}i}$ – соответственно ускорения разгона и торможения.

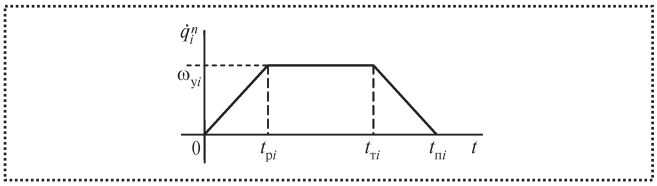


Рис. 2.Трапецеидальный закон изменения скоростей звеньев манипулятора:
t_{pi} – время разгона; $t_{\text{т}i}$ – момент времени, соответствующий началу торможения; $t_{\text{п}i}$ – время позиционирования; ω_{yi} – установившаяся постоянная скорость звена

Расчеты показали, что для трапецеидального закона изменения скоростей добавочный член $\Phi_i(t)$ практически не зависит от времени на интервалах $0 < t <= t_{pi}$, $t_{pi} < t <= t_{\text{т}i}$, $t_{\text{т}i} < t <= t_{\text{п}i}$, но зависят от ускорений разгона ε_{pi} и торможения $\varepsilon_{\text{т}i}$ (таблица).

Расчеты подтвердили, что найденные управляющие функции $U_i(t)$ обеспечивают высокую точность позиционирования робота (погрешность позиционирования – порядка нескольких сотых миллиметра – 0,03 мм), что может быть объяснено или погрешностью округления при численном решении системы дифференциальных уравнений, или выбором шага интегрирования или некоторыми допущениями, сделанными при выводе формул для определения функции $U_i(t)$.

Список литературы

1. **Моделирование** динамики сборочного робота с учетом сухого трения в кинематических парах. Материалы VIII науч.-техн. конференции "Робототехника для экстремальных условий", Санкт-Петербург, 1998. Л.В. Божкова, О.В. Чуканова. С. 10–16.

2. **Математическая** модель динамики электромеханического робота / Л.В. Божкова, О.В. Чуканова, О.П. Сахарова // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1998. № 1. С. 22–32.

УДК 681.2

В.А. Архипова *(КГТА им. В.А. Дегтерева, г. Ковров)*

Моделирование режимов работы манипулятора

Рассмотрен процесс моделирования режимов работы манипулятора при помощи ЭВМ, позволяющий исключить применение малоэффективных графоаналитических методов расчета, что дает возможность полностью автоматизировать достаточно трудоемкий проектировочный процесс.

Process of modelling of operating modes of the manipulator by means of the computer is considered, allowing to exclude application of ineffective graphic-analytical methods of calculation, that to automate completely labour-consuming enough designing process.

Длительность процесса разработки и отладки изделий в значительной степени зависит от создания опытного образца манипулятора, его испытаний, последующей разборки и сборки в процессе устранения выявленных недостатков.

Сфера применения робота-манипулятора в машиностроении постоянно расширяется. Совершенствование роботов-манипуляторов идет по пути оптимизации металлоконструкций и систем приводов [1].

Рассмотрение существующих методов расчета роботов-манипуляторов показало, что влияние привода на несущую конструкцию не учитывается, как неучитываются и многие другие факторы, такие как:

- влияние динамической составляющей на работу манипуляторов;
- влияние инерционных сил на режим работы звеньев робота-манипулятора.

При проектировании сложных конструкций роботов-манипуляторов в первую очередь необходимо проверить выполнение необходимых и достаточных условий их работоспособности.

Например, при повороте руки манипулятора на угол $\varphi_з$ необходимых условий надежного удержания заготовки два:

I. При равномерном вращении руки, когда угловая скорость $\omega_з = \text{const}$, заготовка в схвате под действием центробежных сил инерции может выскользнуть или сместиться относительно его губок. В результате чего нарушается позиционирование заготовки в схвате, и ее невозможно установить на рабочую позицию станка.

Необходимое условие надежной работы запишем в виде

$$F_{тр} > F_n^{ин} + \sigma\cos\beta,$$

где $F_{тр}$ – сила трения заготовки о губки схвата:

$$F_{тр} = Nf,$$

N – сила нормального давления губок на деталь;

f – коэффициент трения скольжения;

β – угол наклона звена рукояти к горизонтали;

σ – вес заготовки;

$F_n^{ин}$ – центробежная сила инерции:

$$F_n^{ин} = \frac{\sigma}{g}\omega_з^2 r,$$

$\omega_з$ – угловая скорость вращения звена рукояти;

g – ускорение свободного падения;

r – радиус (длина) рукояти с учетом схвата.

II. При торможении рукояти заготовка в схвате под действием вращательной силы инерции также может выскользнуть или сместиться относительно губок.

Необходимое условие надежной работы запишется:

$$F_{тр} > F_\tau^{ин},$$

где $F_\tau^{ин}$ – вращательная сила инерции:

$$F_\tau^{ин} = \frac{\sigma}{g}\varepsilon r,$$

ε – ускорение (замедление) движения.

Считая процесс торможения равнозамедленным, можно записать:

$$\Delta\varphi_з = \frac{\varepsilon t^2}{2};\ \omega_з = \varepsilon t,$$

где $\Delta\varphi_з$ – угол движения рукояти, на котором происходит ее торможение (замедление);

t – время торможения.

Задаваясь углом или путем торможения, из двух уравнений находим ε.

Из двух необходимых условий надежной работы схвата манипулятора находим максимальную силу нормального давления N для удержания заготовки.

Эта сила и будет исходным значением для расчета как самого схвата, так и манипулятора.

Достаточное условие надежной работы схвата манипулятора обеспечивается при условии, когда величина деформации поверхности заготовки от сжатия ее губками меньше половины припуска на обработку:

$$\Delta_{см} < \frac{\delta}{2} \text{ или } \sigma_{см} = \frac{F_{см}}{S_{см}} \le [\sigma_{см}],$$

где $\Delta_{см}$ – деформация смятия заготовки под действием силы N;

δ – припуск на обработку заготовки;

$\sigma_{см}$ – напряжение смятия в заготовке;

$F_{см}$ – сила смятия ($F_{см} = N$);

$S_{см}$ – площадь смятия;

$[\sigma_{см}]$ – допустимое напряжение в материале заготовки при смятии.

Кроме этого, при проектировании робота-манипулятора необходимо определить центр масс проектируемой конструкции, момент инерции манипулятора в процессе работы с учетом всех сил инерции, которые могут возникнуть при различных видах движения рукояти манипулятора.

Однако определить достаточно точно момент инерции не всегда возможно, поэтому целесообразнее перед изготовлением спроектированного робота-манипулятора произвести его моделирование в целях оценки его работоспособности и исключения возможных деформаций и напряжений в зонах сборки элементов манипулятора.

Для моделирования режимов работы манипулятора автором были проведены следующие операции:

1. Проектирование и расчет на прочность металлоконструкций: анализ исходных данных (выбор материала, профиля, обработка конструкторской документации и технических требований); расчет металлоконструкции на прочность по допускаемым напряжениям; уточненный расчет с использованием методов расчета тонкостенных балок.

2. Расчет рабочего оборудования (схват с заготовкой): расчет на статическую прочность; расчет с учетом динамики.

3. Общий расчет манипулятора: проверочный расчет рукояти с учетом влияния рабочего оборудования (схват с заготовкой) и динамики; расчет на устойчивость, качество и долговечность; расчет приводов; проверка креплений приводов (проушин и т.п.).

4. Оптимизация (по массе, эффективности, мощности привода).

5. Окончательный вывод по соответствию машины техническому заданию.

При проектировании манипуляторного технологического оборудования необходимо обеспечить ряд противоречивых требований.

С одной стороны, требования к высокой производительности и легкой управляемости робота-манипулятора могут быть удовлетворены максимальным облегчением конструкции путем снижения весовой нагрузки и инерционности, а также увеличением вылета, мощности и усилий приводов.

С другой стороны, это может привести к перегрузкам конструкции и ее разрушению.

Поэтому конструктору приходится закладывать повышенные коэффициенты запаса в расчеты на прочность, которые выполняют по упрощенным методикам технической механики и сопротивлению материалов.

С учетом указанных требований была разработана модель робота-манипулятора, схема которого приведена на рис. 1 (см. 4 стр. обложки).

Для оценки работоспособности спроектированного робота-манипулятора были проведены расчеты центра масс и моментов инерции каждого узла отдельно и объекта в целом, расчет на прочность и перемещение. Для расчета центра масс и моментов инерции было разработано приложение в CAD-системе SolidWorks, которое приведено на рис. 2.

В окне приложения приводятся исходные данные для отдельных узлов манипулятора: стойки и звеньев руки. После проводят расчет центра масс и моментов инерции каждого узла манипулятора.

При задании основных данных манипулятора (выбор материала, профиля, обработка конструкторской документации и технических требований) можно рассчитать основные нагрузки с учетом требований для надежной работы манипулятора:

- силу гидроцилиндра $R_{гц}$;
- силу нормального давления N губок на деталь;
- центробежную силу инерции $F_n^{ин}$;
- вращательную силу инерции $F_\tau^{ин}$;
- выявить оптимальные условия работы манипулятора.

Приложение для расчета нагрузок робота-манипулятора приведено на рис. 3.

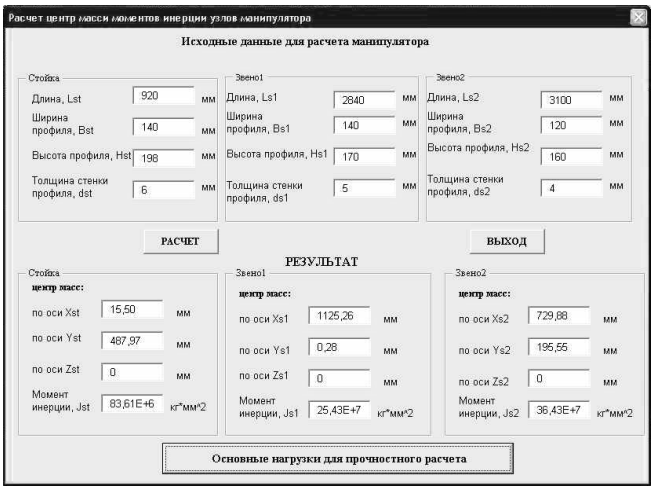


Рис. 2. Приложение для расчета центра масс и моментов инерции робота-манипулятора

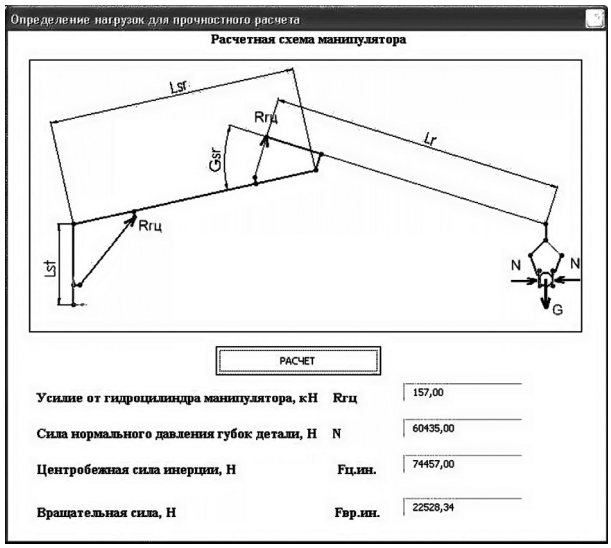


Рис. 3. Приложение для расчета нагрузок робота-манипулятора

По полученным и исходным данным проведен расчет дополнительных нагрузок с учетом требований, приложенных к отдельным узлам манипулятора, необходимый для дальнейшего расчета на прочность элементов конструкции манипулятора.

Для оценки динамических нагрузок была спроектирована расчетная модель манипулятора и определены его напряженно-деформированное состояние и перемещение (прогиб). Пример определения прочностных характеристик представлен на рис. 4 (см. 4 стр. обложки), на котором показано напряженно-деформированное состояние стойки робота-манипулятора. Красным цветом выделена зона наиболее нагруженных участков, что позволит предварительно проанализировать конструкцию и усилить или оптимизировать наиболее нагруженные участки, если запас прочности меньше единицы [3].

На рис. 5 (см. 4 стр. обложки) представлены перемещение (прогиб) стойки относительно приложенным нагрузкам и вес самой детали. Красным цветом выделена зона максимального прогиба конструкции. По полученным результатам можно проанализировать и оптимизировать конструкцию, изменяя параметры исходных данных. Аналогичным образом можно также получить результаты прочностного расчета: напряженно-деформированного состояния и прогиб других звеньев конструкции робота-манипулятора.

На начальном этапе проектирования и конструирования с учетом требований надежной работы такой подход уменьшит время разработки и позволит смоделировать опасное положение манипулятора при предельных режимах работы.

Вывод

Предлагаемая разработка позволяет смоделировать процесс работы робота манипулятора, выявить наиболее напряженные участки элементов конструкции при предельных режимах работы и практически исключить дополнительную доработку и испытания манипулятора при его проектировании.

Список литературы

1. **Козырев Ю.Г.** Промышленные роботы: Справочник, М.: Машиностроение, 1983. 374 с.

2. **Балагула В.Я., Погодин В.М., Савельев В.П.** "Применение **манипуляторов** в строительстве: обзорная информация", Серия "Строительные машины", М.: ЦНИИТЭСтроймаш, 1988.

3. **Пономарев В.** "Новые "космические" высоты: осваиваем COSMOSWorks 2006 и COSMOSMotion 2006", "САПР и графика", 2005 г., № 10. С. 36–41.

СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

Интеллектуальные роботы

Сравнительный анализ различных интеллектуальных технологий позволяет выделить ряд общих для них черт, главная из которых связана с использованием классификации тех или иных понятий в качестве средства для установления связей между отдельными явлениями рассматриваемой предметной области, эта особенность имеет ключевое значение для разработки принципов организации интеллектуального управления на основе применения современных технологий обработки знаний.

Свойства интеллектуальных технологий

Технология	Представление знаний	Формирование начальных знаний	Организация логического вывода	Возможность пополнения знаний	Объяснение принимаемых решений	Способ реализации и обеспечиваемое относительное быстродействие
Экспертных систем	В явном виде с помощью продукционных правил, семантических сетей, предикатов и фреймообразных структур	С помощью эксперта в интерактивном режиме	Обеспечивается путем явного сопоставления начальной посылки с категориями многоуровневой классификации, заданное иерархией продукционных правил или других представлений	Обеспечивается путем изменения продукционных правил, семантических сетей и других представлений	Может быть обеспечено за счет анализа активизированной цепи логического вывода	Программный, низкое
Нейросетевых структур	В неявном виде в архитектуре сети, параметрах нейронов и связей	На примере обучающей выборки с помощью алгоритмических процедур настройки в автоматическом режиме	Обеспечивается логикой работы сети	Обеспечивается путем изменения топологии, структуры и параметров сети	Отсутствует, но может быть обеспечено за счет введения дополнительной объясняющей нейросети	Аппаратный, высокое
Ассоциативной памяти	В неявном виде в форме гиперповерхности в многомерном пространстве признаков и архитектуре ассоциативной памяти	Путем автоматического формирования ассоциативных связей по заданному алгоритму	Обеспечивается проецированием рабочей точки гиперповерхности на оси выбранной системы координат	Обеспечивается путем изменения пространства параметров и формы соответствующей гиперповерхности	Отсутствует, но может быть обеспечено введением дополнительной координаты с объяснениями	Программный и аппаратный, высокое
Нечеткой логики	В полускрытом виде с помощью продукционных правил и функций принадлежности, отражающих взаимосвязь входных и выходных лингвистических переменных и их физическую значимость	С помощью эксперта в интерактивном режиме или в автоматическом режиме на основе анализа статических данных о функционировании системы	Обеспечивается выполнением продукционных правил и выбранным методом обработки функций принадлежности	Обеспечивается за счет изменения системы правил, формы и относительного размещения функций принадлежности на базовых осях	Отсутствует, но может быть обеспечено за счет анализа срабатывающих правил	Программный и аппаратный, высокое и низкое соответственно

С.Н. Аксенов, **С.А. Елфимов**, *кандидаты техн. наук*
(Воронежская государственная технологическая академия)

Повышение эффективности струйных захватных устройств

Представлены конструкции струйных захватных устройств, позволяющие реализовать дополнительные функции, например распознавание типа изделий и их сортировка или выбраковка по принципу "больше – норма – меньше", а также измерение какого-либо технологического параметра изделия.

Certain designs of stream grips able to fulfill additional functions for example to determine the type of items and to sample them according to the principle "more heavy – norm – lighter" are given.

Применение промышленного робота (ПР) в качестве центрального звена гибкой производственной ячейки не сводится только к подаче деталей. Современные роботы обладают высокой степенью гибкости и чаще применяются не для простейшего манипулирования объектами производства, а для выполнения различных технологических операций. Их гибкость зависит от уровня всех составляющих их элементов. Одним из узких мест в конструкциях ПР до настоящего времени остаются рабочие органы.

Поэтому актуальна задача разработки широкодиапазонных универсальных захватов, которые могут быть успешно применены к деталям различных типоразмеров. Кроме этого, конструкциям захватов необходимо придать возможность выполнения других, дополнительных функций и операций.

Струйные исполнительные механизмы позволяют совмещать процесс перемещения изделия с технологическими операциями – сушкой, охлаждением, нагреванием.

Они могут являться первичными датчиками, фиксирующими различные параметры, таких как масса удерживаемых изделий, площадь, шероховатость их поверхности и др. [1].

Кроме того, интерес представляют исполнительные устройства, совмещающие захват детали с позиционированием (базирование, центрирование, ориентирование).

В основу реализации дополнительных функций струйными захватами положено изменение давления или его распределение в рабочих плоскостях

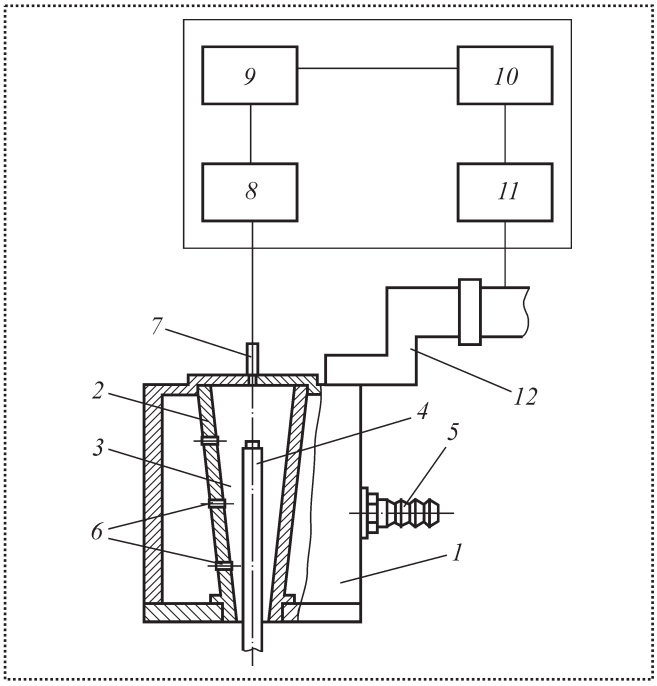


Рис. 1. Струйный захват с функциями сборки и определения размера детали:
1 – захват; *2* – коническая втулка; *3* – рабочая полость; *4* – изделие; *5* – штуцер; *6* – отверстия; *7* – насадок; *8* – преобразователь сигнала; *9* – усилитель; *10* – устройство управления; *11* – исполнительный механизм; *12* – рука манипулятора

устройств, либо в полостях, образованных их поверхностью и поверхностью объекта манипулирования. Представленные на рис. 1, 2 захваты не содержат чувствительных элементов для осязания, не требуют источника питания для выполнения дополнительной функции. Информация для осязания формируется сразу в виде пневматического сигнала, а с применением дросселей возможна его стандартизация. Перечисленные особенности существенно повышают их эффективность по сравнению с другими конструкциями.

Перспективным для широкого использования в машиностроении и приборостроении, где велика доля соединений по цилиндрическим поверхностям, является захват, представленный на рис. 1. Конструкция его захватного устройства универсальна, так как позволяет манипулировать как плоскими изделиями, так и изделиями цилиндриче-

ской формы. При этом плоские изделия могут быть перфорированы, а детали типа валов – иметь пазы и отверстия.

Проведенные исследования струйного захвата позволили повысить эффективность его применения (расширить его функциональные возможности) [1]. Информация, полученная с данного струйного захватного устройства, может быть простого вида, например в виде сообщения о выполнении операций, что позволяет вести контроль за наличием детали в нем и на рабочей позиции, или более сложного, и характеризующего объект производства. В последнем случае информация позволяет в примитивном виде распознавать тип изделий и реализовать их сортировку или выбраковку по принципу "больше – норма – меньше", а в более совершенном виде – измерение какого-либо технологического параметра детали.

На рис. 1 представлен вариант одного из возможных технических решений *способа определения размера детали с использованием данного захватного устройства*. Внутри захвата *1* имеется коническая втулка *2,* образующая рабочую полость *3*, в которую поступает изделие *4*. На боковой поверхности устройства расположен штуцер *5* для подачи сжатого воздуха. Втулка имеет отверстия *6*, расположенные тангенциально, что приводит к закручиванию потока воздуха в рабочей полости. В верхнем основании втулки по ее оси выполнено отверстие, в котором установлен насадок *7* для отбора пневматического сигнала. Насадок соединен с преобразователем сигнала *8* (пневматического в электрический). Преобразователь сигнала через усилитель *9* связан с устройством управления *10*. Захват закреплен на руке манипулятора *12* и приводится в движение исполнительным механизмом *11*.

Величина электрического сигнала, поступающего с преобразователя сигнала *8*, пропорциональна величине давления в рабочей полости и зависит от поперечного размера детали. Управляющее устройство *10* реализует обратную зависимость, т.е. по величине сигнала, полученного с преобразователя, усиленного по мощности, определяет размер детали, соответствующий этой величине.

Необходимо отметить, что речь в данном случае ведется об однотипных деталях. По величине полученного сигнала управляющее устройство определяет факт наличия детали в захвате и вычисляет ее размер. Затем выдает информацию о размере детали либо оператору на дисплей, либо в зависимости

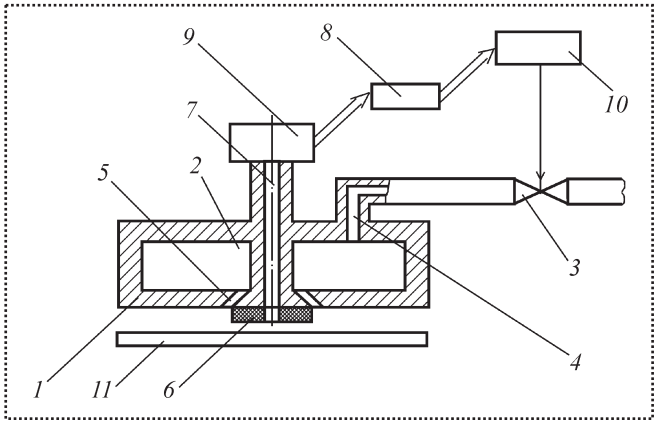


Рис. 2. Захватное устройство для бесконтактного определения массы и сортировки предметов с развитой поверхностью:
1 – захватное устройство; *2* – торообразная камера; *3* – дроссель; *4* – источник давления; *5* – кольцевой канал; *6* – кольцевой выступ; *7* – измерительный канал; *8* – блок вычисления массы; *9* – датчик давления; *10* – блок управления; *11* – изделие

от размера детали по заданной программе выдает команду на исполнительный механизм *11* по дальнейшему манипулированию изделием.

Разработанный способ распознавания изделия струйным захватом показывает, что он осуществлен без наличия на устройстве датчиков внешней информации, что не повлияло на его габариты и массу. Не потребовалось дополнительного источника энергии для выполнения этой технологической функции. При этом конструкция захватных устройств не претерпела каких-либо существенных изменений.

Другим примером расширения функциональных возможностей струйных захватов является *устройство, позволяющее контролировать массу изделия по характерному давлению в воздушной прослойке между изделием и нижним торцом захвата в процессе манипулирования* (рис. 2).

Захватное устройство выполняет функции весового чувствительного элемента *1*, который изготовлен в виде цилиндра, внутри которого симметрично относительно оси выполнена торообразная камера *2* прямоугольного сечения, связанная с регулируемым дросселем *3* и источником давления *4* через вход.

Выход торообразной камеры представляет собой кольцевой канал *5*, конусообразно расширяющийся к торцу чувствительного элемента. Выходной срез кольцевого канала охватывает кольцевой выступ *6*, выполненный из упругого материала.

Вдоль оси чувствительного элемента выполнен измерительный канал *7*.

Вход измерительного канала охвачен кольцевым выступом. Измерительный канал связан с блоком вычисления массы *8* через датчик давления *9*. Блок управления *10* связан с блоком вычисления массы и с регулируемым дросселем.

Работает устройство следующим образом. Воздух подается в торообразную камеру в соответствии с программой блока управления, предусматривающей постепенное увеличение расхода. В результате падения давления воздуха в зазоре между весовым чувствительным элементом и изделием *11* изделие присасывается к торцу весового чувствительного элемента. При этом суммарное избыточное давление воздуха на изделие направлено в сторону, противоположную силе тяжести, и в момент присасывания уравновешивает вес изделия.

В момент захвата вход измерительного канала герметично закрывается поверхностью изделия, сохраняя в канале характерное значение давления p_0, что обеспечивает независимость результата измерений от динамических воздействий, возникающих при транспортировании изделия. Используя информацию с блока вычисления массы, блок управления увеличивает расход подаваемого в торообразную камеру воздуха до величины, обеспечивающей надежное удержание изделия.

Устройство с захваченным изделием перемещают на выбранную блоком управления позицию, где и прекращают подачу воздуха. Разряжение в зазоре "весовой чувствительный элемент–изделие" исчезает и изделие освобождается. Массу изделия определяют в соответствии со значением характерного значения давления p_0 по формулам, представленным в работе [1].

Устройство, позволяющее одновременно с удержанием изделия на воздушной прослойке контролировать шероховатость его поверхности, представлено на рис. 3. Оно содержит полый корпус *1* со штуцером *2*, закрепленным в полости *3* корпуса, перегородку *4*, несущую стержень *5*, жестко связанный с тонким диском *6*. Стержень размещен в центральном отверстии, выполненном в корпусе с возможностью осевого регулировочного перемещения. Каналы *7*, выходящие на полированный рабочий торец корпуса, связывают полость *3* с атмосферой. По периферии торца равномерно по окружности закреплены упоры *8*, поверхности которых также полированы. В зазоре между торцом корпуса и диском установлена кольцевая прокладка *9*. Полость *3* сообщается с источником сжатого воздуха стабилизированного давления *10* через штуцер *2* и устройство измерения расхода воздуха *11*.

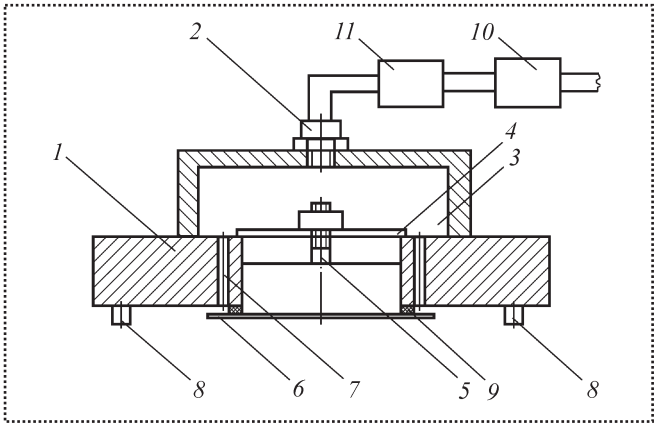


Рис. 3. Струйное захватное устройство с возможностью определения шероховатости поверхности удерживаемых изделий: *1* – корпус; *2* – штуцер; *3* – рабочая полость; *4* – перегородка; *5* – стержень; *6* – диск; *7* – каналы; *8* – упоры; *9* – кольцевая прокладка; *10* – источник давления; *11* – устройство измерения

Работает устройство следующим образом. Захватное устройство устанавливается упорами на плоскую поверхность захватываемой детали. В полость корпуса через устройство измерения расхода воздуха и штуцер подается сжатый воздух, истекающий из каналов *7* на рабочий торец корпуса и направляемый далее тонким диском в зазор между полированным рабочим торцом корпуса и поверхностью захватываемой детали, шероховатость которой контролируется данным устройством. По мере приближения к упорам слой движущегося воздуха расширяется, образуя коническую поверхность. При этом между диском и деталью образуется область разряжения, что и обеспечивает захват и удержание транспортируемой детали. Для освобождения детали необходимо прекратить подачу сжатого воздуха. Величину шероховатости поверхности детали определяют по формуле, представленной в работе [1].

Этим устройством возможно и определение площади поверхности удерживаемых изделий по сочетанию параметров воздуха и системы изделие–сопло, при условии, что площадь изделия не превосходит площадь нижнего торца струйного захватного устройства.

Выводы

1. Распознавание образа изделия осуществляется в струнных захватных устройствах по обобщенному критерию – давлению в полости захвата или между плоскостями устройства и изделия; ключом распознавания (в зависимости от технологической задачи) может быть либо форма, либо поперечный размер детали.

2. Очувствление робота с помощью струйных захватных устройств (как устройствами внешней информации) позволяет использовать адаптивный принцип построения системы управления ПР.

3. Использование пневматических полей в предложенных конструкциях дает возможность совместить распознавание образа и свойств изделия с процессами манипулирования, а именно, совмещать операции: транспортирование, загрузка, сборка, контроль, выбраковка, сортировка, т.е. эти устройства являются гибкими, при этом саму конструкцию не нужно оснащать дополнительной оснасткой и приспособлениями.

4. Описанные захватные устройства имеют конструктивную и функциональную законченность, легко встраиваются в различные гибкие автоматические комплексы независимо от вида изготовляемых изделий, а также вида производства и отрасли, в которой они эксплуатируются.

Список литературы

1. **Аксенов С.Н., Елфимов С.А.** Исследование пневматических струйных захватов // Сборка в машиностроении и приборостроении. М: Машиностроение, 2006. № 5.

СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

Эпоксидные клеи горячего отверждения для металлов. Свойства и назначение

Наименование, марка и назначение клея	Внешний вид	Состав	Число поставляемых компонентов	Токсичность	Сухой остаток, %	Водо- и влагостойкость	Интервал рабочих температур, °С	Примечания
Клей ВК-1 Для клеевых, клеесварных, клеезаклепочных, клеерезьбовых соединений из сталей, алюминиевых и титановых сплавов и стеклотекстолитов	Вязко-текучая серая масса	Эпоксидная смола, отвердитель, наполнитель	3	Смола и отвердитель токс.	Не содержит растворителя	Ограниченно стоек	От –196 до 150	Не вызывает коррозии алюминиевых сплавов, титана и стали 30ХГСА. Высокотекуч. Образует вакуум-плотный шов. Щелочестоек
Клей ВК-1М Для клеевых и клеерезьбовых соединений из сталей, алюминиевых и титановых сплавов и стеклотекстолитов		То же + катализатор	4				От –60 до 150	Модификация клея ВК-1 для вертикальных поверхностей (не стекает)
Клей ВК-1МС Для клеевых клеезаклепочных соединений любой конфигурации из алюминиевых сплавов		То же + катализатор, разбавитель					От –60 до 80	Модификация клея ВК-1 для клеесварных соединений
Клей ВК-32ЭМ Для склеивания сталей, алюминиевых и титановых сплавов, стеклотекстолитов в конструкциях, работающих при ±60 °С	Зеленовато-коричневая паста	Смола ЭД-16, малеиновый, ангидрид, портланд-цемент	3	Смола токс., отвердитель высокотокс.		Стоек		Не вызывает коррозии анодированных алюминиевых сплавов и стали 20
Эпоксид П и Пр Для склеивания металлов между собой и со стеклотекстолитом, стеклом, пластмассами	Эпоксид П – желтый порошок, Пр – желтый пруток	Смола Э-41, дициандиамид	1	Отвердитель токс.	–		От –196 до 100 (при 100° 500 ч)	Вибростоек. Стоек в различных климатических условиях (ограниченно стоек в тропическом климате). Не вызывает коррозии металлов
Компаунд К-115 Для склеивания, пропитки, заливки различных узлов и деталей аппаратуры. Для склеивания асбоцемента, сталей и др.	Прозрачная жидкость от светло-желтого до коричневого цвета	Смолы ЭД-20, ЭД-16, полиэфир МГФ-9, отвердитель – см. примечание	2	Смолы и отвердители токс.			От –60 до 70	Отверждается полиэтиленполиамином, гексаметилендиамином при умеренных температурах, малеиновым, метилтетрагидрофталевым ангидридом – при повышенных

Примечания: 1. Условная вязкость клея Компаунд К-115 800 с (ВЗ-1).
2. Все клеи масло- и бензостойкие.

И.В. Мурзаева *(Тольяттинский государственный университет),*
В.Ю. Дружинин, Т.Н. Клочкова, С.Е. Павлихин *(Исследовательский Центр департамента технического развития ОАО "Автоваз", г. Тольятти),*
В.А. Гуляев, *канд. техн. наук (Тольяттинский государственный университет)*

Исследование прочности клеевого соединения автомобильных стекол

На основе проведенных испытаний в Исследовательском центре (ИЦ) ДТР ОАО "АвтоВАЗ" получены данные по показателю предела прочности клеевого соединения.

Рассмотрен вопрос о влиянии на прочность клеевого соединения различных эксплуатационных факторов и теоретическое обоснование их воздействия.

On the base of the executed tests in the Scientific Research Centre of AutoVAZ technical development department the data of the durability limit of the glue junction index were received.

This article considers the question of the influence of different operational factors on glue junction and theoretical basing of their influence.

Проблема прочности и долговечности клеевых соединений охватывает комплекс разнообразных вопросов, многие из которых изложены в [1, 2]. Поэтому в статье рассмотрено главным образом длительное и кратковременное действие температурно-влажностных и временны́х факторов на клеевое соединение стекло – окрашенный металл.

В настоящее время на ОАО "Автоваз" для вклеивания автомобильных стекол семейства автомобилей ВАЗ-2110 и семейства автомобилей ВАЗ-1118 используют полиуретановые клеи марок "Теростат-8590UHV/M" фирмы "Хенкель" и "Бетасил 1701" и фирмы "Дау". Для достижения наибольшей прочности адгезии фирмами–производителями клеевых систем рекомендуется использовать соответствующие очистители и праймеры, которые подбирают в зависимости от типа склеиваемых материалов.

Очиститель–разбавитель применяют, как правило, производства той же фирмы, что и клей, для очистки поверхностей перед склеиванием или уплотнением. Для стекла применяют специальные очистители, которые не оказывают вредного воздействия на краску.

Праймер – это защитный слой, который применяют для предохранения клеевого соединения от воздействия ультрафиолетовых лучей и для лучшей адгезии стекла с металлом. Его наносят на стекло и краску на кузове.

В авиации, машиностроении и некоторых других отраслях промышленности получили распространение испытания на прочность клеевых соединений при заданных условиях, обусловленных конкретными требованиями к клеевому соединению в данной конструкции.

Одним из главных показателей при испытаниях клеевого соединения является **прочность при сдвиге**:

$$\tau_{сд} = F/S,$$

где $\tau_{сд}$ – прочность при сдвиге, МПа;

F – разрушающая нагрузка, Н;

S – площадь склеивания, м^2.

Испытанию подвергают как неотвержденные, так и отвержденные клеи, подвергнутые температурно-влажностным и временны́м воздействиям.

Факторами, в значительной степени влияющими на скорость полимеризации полиуретанов, являются температура и относительная влажность окружающей среды, в которой происходит операция склеивания материалов.

Отличительной особенностью механизма полимеризации полиуретановых клеевых систем следует отметить кинетику отверждения от верхнего слоя в глубину нанесенного шва. Время полной полимеризации T_0 полиуретановых клеевых систем при температуре (23±2) °С и относительной влажности (50±5) % с применением праймера составляет семь суток.

Если к прочности клеевого соединения подходить с теоретической точки зрения, то рассмотрим один из наиболее часто встречающихся случаев: *отверждение клея произведено при повышенной температуре* (напряжениями, возникшими при отверждении, пренебрегаем); *испытания соединения про-*

водятся при нормальной температуре. Это означает, что [1] при $F > 0$:

$$\vartheta = \Delta T = T_{ис} - T_0 < 0,$$

где ΔT – приращение температуры $T_2 ... T_1$, К;

$T_{ис}$ – температура испытаний соединения;

ϑ – изменение температуры: при $\vartheta < 0$ – уменьшение температуры; при $\vartheta > 0$ – увеличение температуры.

Тогда

$$\varepsilon_{q1} - \varepsilon_{q0} = (\alpha_1 - \alpha_0)\vartheta,$$

где ε_{q1} – деформация усадки после изменения температуры;

ε_{q0} – деформация усадки после отверждения;

α_1 – коэффициент линейного расширения адгезива;

α_0 – коэффициент линейного расширения субстата.

Обычно у полимерного адгезива коэффициент линейного расширения больше, нежели у субстата, т.е. $\alpha_1 > \alpha_0$.

Средний коэффициент линейного теплового расширения

$$\alpha_{ср} = \Delta l / (l_0 \Delta T),$$

где Δl – приращение длины образца, мм;

l_0 – начальная длина образца.

Далее получаем формулу для предела прочности при сдвиге при максимальном значении $\tau_1(x)$ в момент разрушения [1]:

$$\tau_1(x) = \tau_{1F}(x) + \tau_{1T}(x) =$$
$$= \frac{F}{2b}\left[-\frac{\omega_1 k_0}{k_0 + 2k_1}\frac{\mathrm{sh}\omega_1 x}{\mathrm{ch}\nu_1} + \omega_2 \frac{\mathrm{ch}\omega_2 x}{\mathrm{sh}\nu_2}\right] +$$
$$+(\alpha_1 - \alpha_0)\vartheta \frac{\omega_1}{k_0 + 2k_1}\frac{\mathrm{sh}\omega_1 x}{\mathrm{ch}\nu}, \ (-l/2 \le x \le l/2),$$

где ν – перепад температур;

ω – постоянная материала:

$$\omega_1^2 = (k_0 + 2k_1)g, \quad \omega_2^2 = k_0 g;$$

b – ширина нахлестки;

g – параметр жесткости пограничного слоя: $g = G/h$;

h – высота адгезива;

k – постоянная Больцмана:

$$k_0 = 1/E_0 h_0, \ k_1 = 1/E_1 h_1.$$

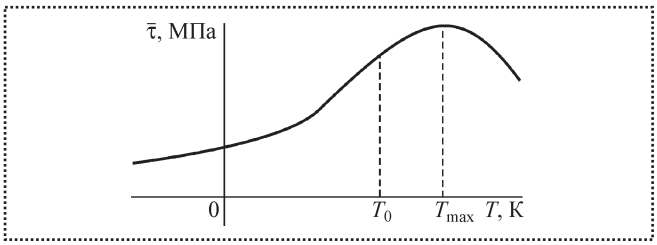


Рис. 1. Теоретическая кривая зависимости адгезионной прочности $\bar{\tau}$ от температуры *T*

Теоретические кривые зависимости адгезионной прочности $\bar{\tau}$ от температуры испытаний на сдвиг соединений внахлестку представлены на рис. 1.

Способность рассматриваемой адгезионной модели противостоять, не разрушаясь, температурному воздействию условно назовем *термической прочностью*.

В общем случае модель может разрушиться от действия влаги (набухания), усадочных деформаций при отверждении адгезива и т.п.

В случае с рассматриваемыми полиуретановыми клеями происходят также процессы изменения прочности под влиянием влажности – ее увеличение в определенных условиях. Поэтому для наглядности происходящих адгезионных процессов можно ограничиться рассмотрением лишь термической прочности модели.

Целью настоящей работы было определение влияния температурно-влажностных факторов и времени выдержки полиуретановых (ПУ) клеевых систем на прочность вклейки стекол.

Для этого в лабораториях ИЦ ОАО "АвтоВАЗ" были проведены сравнительные испытания по определению прочностных характеристик соединений, полученных с использованием применяемых на заводе полиуретановых клеев, в различных временны́х и температурно-влажностных условиях.

Собранные образцы соединений "стекло + окрашенный металл" выдерживали в течение 2,5 и 6 ч в различных условиях:

- оптимальные условия – в камере при температуре (23±2) °С и относительной влажности (50±5) %;
- в пониженной влажности 20...22 % при комнатной температуре;
- при дополнительном орошении водой в целях повышения скорости полимеризации. Орошение производили с помощью распылителя непосредственно на собранные образцы.

1. Механические характеристики физических свойств используемых материалов

Материал	Модуль упругости E, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Коэффициент Пуассона, μ	Плотность ρ, г/см^3
Сталь 08Ю	185000	190	0,3	7,9
Стекло	74000	–	0,2	2,2
Клей	9	–	0,48	1,3

2. Результаты испытаний после выдержки образцов в течение 2,5 ч

Относительная влажность, %	Прочность при сдвиге после выдержки образцов при (23±2) °С, МПа	
	"Теростат-8590UHV/M"	"Бетасил-1701"
20...22	0,04	0,04
50±5	0,19	0,09
Дополнительное орошение	0,12	0,09

Размер образцов, мм: металл – 100×50×1,5; стекло – 80×50×5,2. Площадь склеивания образцов 0,045 м^2; точность метода до 1 %.

Испытания проводили на разрывной машине, скорость движения зажима машины 50 мм/мин.

Физико-механические свойства материалов соединения представлены в табл. 1.

Результаты испытаний представлены в табл. 2, 3. Прочность клеевого соединения измеряли после выдержки образцов в течение 2,5 ч (табл. 2) и 6 ч (табл. 3).

Повышение прочности клеевого соединения очевидно при повышении влажности воздуха (рис. 2).

Результаты испытаний показали, что прочность клеевых материалов марок "Теростат-8590UHV/M" и "Бетасил-1701" после выдержки образцов в течение 2,5 ч недостаточна. Положительные результаты получены после выдержки образцов в течение 6 ч при (23±2) °С и относительной влажности (50±5) % и образцов с дополнительным орошением, собранных с применением клея "Теростат-8590UHV/M". Очевидно, это обусловлено ре-

3. Результаты испытаний после выдержки образцов в течение 6 ч

Относительная влажность, %	Прочность при сдвиге после выдержки образцов при (23±2) °С, МПа	
	"Теростат-8590UHV/M"	"Бетасил-1701"
20...22	0,10	0,09
50±5	0,50	0,20
Дополнительное орошение	0,29	0,19

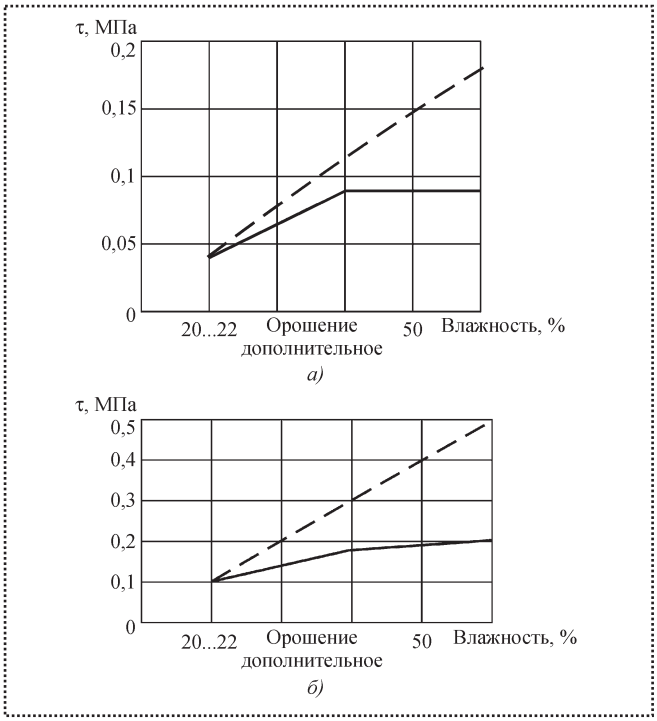


Рис. 2. Зависимость прочности τ клеевого соединения от влажности воздуха после выдержки образцов в течение:
а – 2,5 ч; *б* – 6 ч; – – – – "Теростат-8590UHV/M"; —— – "Бетасил-1701"

цептурными особенностями клея, влияющими на скорость полимеризации клеевого шва.

Дополнительно были проведены сравнительные испытания образцов соединений стекло – окрашенный металл, собранных с использованием клея марки "Теростат-8590UHV/M", которые выдерживали в условиях недостаточной влажности, в условиях оптимальной влажности и в условиях улицы при пониженных температурах. Результаты испытаний представлены в табл. 4 и на рис. 3.

4. Результаты испытаний на прочность при сдвиге образцов соединений с использованием клея марки "Теростат-8590UHV/M"

Время выдержки, ч	Прочность на сдвиг, МПа		
	Температура, °С		
	23±2		–20±5
	Относительная влажность, %		
	20...22	50±5	условия улицы
24	0,40	0,94	0,12
48	0,48	1,24	0,13
72	0,60	1,72	

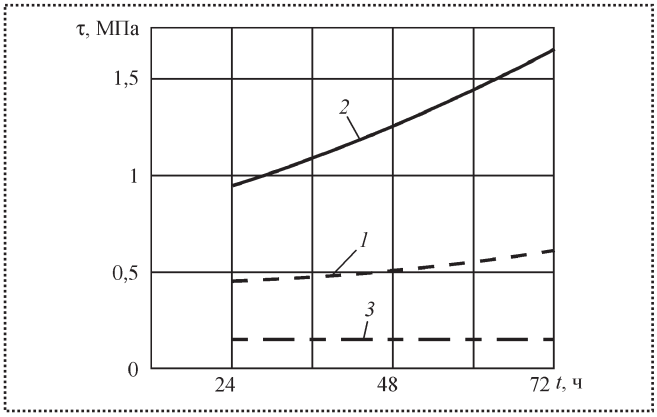


Рис. 3. Влияние прочности τ клеевого соединения исследуемых клеев в зависимости от влажности воздуха после выдержки образцов в течение *t* = 24...72 ч:
1 – (23±2) °С, 20...22 %; *2* – (23±2) °С, (50±5) %; *3* – –(20±5) °С

Анализ результатов, приведенных на рис. 3, показывает, что в условиях выдержки образцов при температуре (23±2) °С, относительной влажности 20...22 % и температуре (23±2) °С, относительной влажности (50±5) % отмечается постепенное увеличение прочности клеевого соединения при применении исследуемых марок полиуретановых клеев. В условиях выдержки образцов при минус (20±5) °С (условия улицы) прочность клеевого соединения не изменяется, т.е. процесс полимеризации клея останавливается.

Полученные в ходе проведенной работы результаты исследований показывают, что прочность клеевого соединения полиуретановых клеев в значительной мере зависит от температуры и влажности, в которых производится операция вклейки стекол.

Вывод

Экспериментальная проверка представленных теоретических расчетов доказывает взаимосвязь показателей прочности клеевого соединения и температурно-влажностно-временны́х факторов.

Список литературы

1. **Фрейдин А.С., Трусов Р.А.** Свойства и расчет адгезионных соединений. М.: Изд. "Химия", 1990, 256 с.

2. **Петрова А.П.** Клеящие материалы. М.: Изд. "К и Р", 2002, 196 с.

С января 2006 г. выходит научно-технический и производственный журнал

"Трение и смазка в машинах и механизмах"

Проблемы трения, износа, смазочные материалы, триботехнические материалы, триботехнология, современные методы конструирования и расчета узлов трения машин, механизмов, электрических контактов и аппаратов. Новейшие исследования, методы и средства триботехнических испытаний.

Тепловые задачи трения, режимы трения и т.д.

Для широкого круга специалистов, занимающихся вопросами трения, износа и смазки в технике.

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

Тел.: (495) 268-38-42. Факс (495) 268-85-26, 269-48-97.
E-mail: sborka@mashin.ru
20139 – по каталогу "Роспечать";
39039 – по каталогу "Пресса России";
60253 – по каталогу "Почта России".

А.И. Куменко, *д-р техн. наук (ОАО "Пятая генерирующая компания оптового рынка электроэнергии")*

Перспективы развития систем диагностики технического состояния генерирующего оборудования ТЭС. Состояние и развитие отечественных систем виброконтроля и диагностики

Изложены замечания к современным системам АСВКМД, намечены некоторые пути их совершенствования, в том числе с применением датчиков статических и динамических перемещений вала.

Предназначено для специалистов ТЭС, занимающихся вопросами эксплуатации, ремонта и наладки турбин, турбогенераторов, роторов крупного вспомогательного оборудования.

Remarks to modern systems ASVKMD are stated, some ways of their perfection, including with application of gauges of static and dynamic movings a shaft are planned. It is intended for experts TPS, operation prosecute by subjects, repair and adjustment of turbines, turbine units, rotors of large auxiliaries.

В 70-х годах прошлого столетия были решены главные задачи, позволяющие понять динамические свойства сложных систем и оценить вибрационную надежность основных элементов турбоагрегатов на стадии проектирования [1, 2, 33]. Цифровая обработка сигналов существенно сократила время решения задач, появилась возможность наряду с эффективным виброконтролем проводить расширенный мониторинг вибрационных и теплотехнических параметров и подойти к решению главных задач диагностирования в реальном масштабе времени и к созданию автоматизированных систем виброконтроля, вибромониторинга и вибродиагностики (АСВКМД) [5, 13, 22].

Ведущие производители систем столкнулись с проблемами, связанными с технологиями наладки и ремонта сложного оборудования, которые базируются на знаниях [6]:

♦ конструкций и рабочих процессов в крупном теплотехническом и электрическом оборудовании;

♦ гидродинамики, несущей способности, жесткости и демпфировании масляной пленки подшипников;

♦ динамики роторов и вибрационной надежности конструкций, теории колебаний;

♦ технологии монтажа, сборки и ремонта оборудования;

♦ методов теории надежности и статистического анализа;

♦ теории измерений и различных видов обработки сигналов;

♦ методов теории технической диагностики и др.

Некоторые отечественные и зарубежные фирмы предлагают экспертную надстройку к системам мониторинга, которую потребитель может начинять своими критериями и по своему усмотрению, а применение базовой поставки системы для диагностического анализа оборудования требует привлечения высококвалифицированных экспертов.

Сегодня большинство отечественных специалистов-разработчиков АСВКМД отказывается от автоматизированного диагностирования дефектов, а для принятия решений предлагаются гигабайты информации. Путь этот тупиковый, его можно и нужно пройти на стадии отработки первых систем. Пора получать от систем то, что заложено технической природой машин с использованием системного подхода. Рассматривается система "агрегат – проектные и экспериментальные динамические свойства – параметры ремонта – параметры условий эксплуатации – подсистема АСВКМД". От многочисленных трендов параметров пора приходить к их компактному представлению путем статистической и критериальной обработки и получать почти автоматические выводы по наличию и опасности тех или иных дефектов. Важная роль принадлежит установке датчиков смещения вала.

Например, используя датчики перемещений вала, можно фиксировать кривые "всплытия" в области допустимых значений. Затем в этой же области отображаются всевозможные траектории движения. При этом компактно в сжатом виде представляются спектры и параметры надежности

подшипника – статический и динамический минимальные зазоры, вектор всплытия, его возможные изменения от режимных параметров и пр. Все спектры в двух или трех направлениях для 12...14 опор могут уместиться на одной странице. Все кривые "всплытия", траектории движения и сопутствующие параметры механических величин также можно разместить одновременно на странице. При этом пользователю предлагается в режиме "лупы" рассмотреть детали любого процесса. Однако для обзора вся лишняя информация с экрана должна быть убрана. При этом система должна не только представить вероятные предположения о причинах неудовлетворительного технического состояния или зарождающегося дефекта, но и критерии или доказательства, по которым это предположение сделано. В этом заключается **первое концептуальное положение** в развитии сегодняшних систем АСВКМД.

Из перечисленных ниже систем этому требованию пока удовлетворяют лишь системы, выпускаемые "НПЦ "Динамика" (г. Омск, генеральный директор В.Н. Костюков) [10, 20, 21], применяющиеся для крупных насосов и компрессоров нефтехимических комплексов. В энергетике в этом направлении медленно работают системы, выпускаемые ОАО "ВТИ" (А.З. Зиле) [3, 26, 34] и ЗАО "Энергоприбор" (Б.Б. Феофанов) [14].

Второе концептуальное положение – для создания систем диагностики необходима научная база, основанная на современных методах обработки и анализа, на методах теории надежности и математической статистики, решении и примененных на практике задач динамики роторов турбомашин (турбин, насосов, компрессоров), двигателей и генераторов. Под это требование частично подходят некоторые наши отраслевые (ОАО "ВТИ") и учебные (МЭИ, МИФИ) институты, а из фирм-разработчиков наиболее мощной научной базой сегодня поддержаны прежде всего две: НПЦ "Динамика" (подготовлено два доктора и несколько кандидатов наук), НПП "Мера" и НИИТ (г. Королев).

Сегодня основные положения, критерии и статистические законы, необходимые для вибродиагностики роторных систем, разбросаны по ряду источников. Прежде всего, это труды В.И. Олимпиева [23–25], В.Н. Костюкова [10, 19–21] и учеников А.Г. Костюка (МЭИ) [14, 35]. Многие полезные критерии приведены в справочнике под редакцией В.В. Клюева "Неразрушающий контроль" [7]. К сожалению, он не содержит конкретных диагностических алгоритмов, прямо предлагаемых для крупных энергетических машин. Требуются исследования и наработки. Так же полезна фундаментальная книга "Vibration Diagnostics" мистера Д. Бентли [18]. Однако многие вопросы в этой книге также не рассмотрены, так как она написана специалистами по системам измерений без участия технологов-турбинистов и электриков.

Третье концептуальное положение: 75 % причин повышенной вибрации и неудовлетворительного технического состояния относят к ошибкам и операциям при производстве ремонтных работ. Следует фиксировать результаты этих работ в специальных электронных формулярах и обрабатывать в диагностических модулях. Таким образом, мы придем к определению первичных дефектов, постепенному снижению ошибок при ремонте и к детерминированному определению многих причин повышенных вибраций и обнаруженных дефектов.

Сегодня никто реально не контролирует всю цепочку сборки, кроме самих ремонтников, и результат определяют квалификацией и честностью ремонтного персонала. Остальные 25 % дефектов будем диагностировать новыми методами, представляющими комбинацию вероятностных и детерминированных методов, в том числе расчетных, с помощью подхода, развиваемого автором и с привлечением некоторых идей коллег и других разработчиков. Часть проблем лежит в конструктивных недоработках, часть проблем идет от монтажа. Вся необходимая информация о начальном и текущем техническом состоянии должна быть заложена в специальном техническом паспорте и проанализирована системой.

Четвертое концептуальное положение состоит в использовании понятия "полноты системы функций и параметров...", что относится к "полноте набора возможных причин вибрации". Без этого подхода мы часто ищем причины не в той области, где они лежат, и можем сколько угодно назначать и уточнять их априорные или экспертные вероятности, а истинной причины не найдем. Важно также отделить первичные и вторичные причины нарушений в работе, хотя (для руководителя или прокурора) весьма важно установить всю цепочку событий, приведшую к поломке. В этом главный недостаток систем, выпускаемых УГТУ и НПО "ЦКТИ" [13, 22, 30, 31].

Пример 1. После ремонта турбоагрегат мощностью 200 МВт неудачно пускается с выходом не только на повы-

шенную вибрацию и высокое искривление вала, но и на заклинивание валопровода. Разности температур "верх–низ" или "лево–право" оказались в пределах нормы.

Причина скрывалась в серьезных деформациях корпуса цилиндра среднего давления (ЦСД), повлекших за собой задевания. Деформации были вызваны неравномерным температурным полем цилиндра вследствие мокрой изоляции, которую перед пуском сушили, но ночью из-за дождя струя воды проникла через отверстия в крышке и намочила изоляцию в районе стопорного клапана. Системы датчиков температур для данного случая оказались расположены неэффективно.

Таким образом, набор причин вибраций должен быть исследован по каждому типу турбоагрегата. Такой перечень может иметь некоторые отличия в силу конструктивных и технологических различий. Часто дефект или повышенная вибрация возникают тогда, когда складываются несколько причин.

Например, конструктивный недостаток – повышенный прогиб ротора высокого давления (ВД) из-за повышенных поперечных сил на частичных режимах и ошибка центровки ротора в проточной части (без учета этих сил) могут вызвать задевания. Или ошибка центровки и повышенная оборотная вибрация вала могут вызвать многокомпонентную низкочастотную вибрацию (НЧВ) из-за тех же задеваний.

Пятое концептуальное положение заключается в автоматическом анализе последовательности развития событий при мониторинге тепломеханических параметров. С использованием переносных приборов мы часто фиксируем вторичный процесс развития событий. Здесь важно отделить первые нарушения в исходном вибрационном состоянии (не спутав его с режимным отклонением) и развивающиеся дефекты от вторичных, последовавших вследствие первичных нарушений. Так же необходимо фиксировать и анализировать, наряду с механическими, сопутствующие тепломеханические параметры, определяющие фактически режимы работы (температуры масла, баббита, температуры пара уплотнений, перемещения элементов органов управления и пр.).

Пример 2. На мощном т/а переносной аппаратурой была зафиксирована многокомпонентная НЧВ, но ее составляющие не превышали 0,1...0,2 мм/с. НЧВ появлялась и исчезала на первых четырех опорах. Первые два подшипника – сегментные, остальные с хорошей степенью эллиптичности, тип уплотнений – виброустойчивый, расчетный запас устойчивости движения вала по пороговому расходу пара около 200 %. По всем данным причина НЧВ не конструктивная. Более глубокий диагностический анализ выявил следующие особенности. При изменении электрической нагрузки с пульта форсировали быстрое открытие клапанов, что вызывало поперечный гидродинамический удар по ротору ВД с последующими задеваниями по диафрагменным уплотнениям при неправильной центровке роторов по полумуфтам и при устаревшей последовательности открытия клапанов и значительном статическом прогибе ротора. Задевания вызывали многокомпонентную НЧВ, в спектре которой фиксировались собственные частоты роторов, полученные с учетом действия поперечных сил в регулирующей ступени и расцентровок опор. Рекомендации включали исправление всей сборочно-технологической цепочки ошибок.

Для диагностического анализа привлекаются некоторые механические и тепловые свойства, без отрыва их от вибрационных параметров. Нельзя отделять общие вопросы технического состояния (ТС) от вибрационного состояния и вибродиагностики, так как все связано, а вибрация – "лакмусовая бумажка" ТС. Прежде всего это касается систем расширений, уклонов подшипников и ригелей, состояния опорно-подвесных систем, что определяет внешние воздействия, особенно при изменении режимов работы агрегата. Очень важными являются расчетные или экспериментальные паспортные динамические характеристики турбоагрегата, а также режимные диаграммы турбоагрегата. Должны фиксироваться частота сети и ее колебания, собственные и критические частоты колебаний роторов и соответствующие формы колебаний, крутильные колебания валопровода, пульсации давления и других теплотехнических параметров. Новый вариант "Технических требований к системам АСВКМД..." должен включать три группы требований:

1) требования сегодняшнего дня;

2) требования, реализуемые в период начальной эксплуатации систем;

3) перспективные требования.

Весьма важными для современных систем диагностики являются: принципы гибкости, открытости и резервирования информации.

Во-первых, для гибкости необходимо сохранить фрагменты "живых" сигналов и по мере более полного понимания вопросов спектральных и иных обработок сигналов будет накоплен банк данных первичных сигналов для последующего обобщения новыми средствами и способами.

Во-вторых, применяя уже сегодня некоторые критерии и функции обработки и пока не понимая связи между трендами этих функций и диагностическими признаками дефектов, мы затем можем эти связи после систематизации обнаружить. Речь идет о корреляционных функциях и взаимных кор-

реляционных спектрах, кепстрах, преобразованиях Гильберта, критериях развития трещин и о комплексных критериях В.Н. Костюкова, основанных на изменениях трендов ряда вибропараметров, их производных и их линейных векторных комбинаций. Принцип открытости позволяет на стадии эксплуатации и доводки систем оперативно подключать дополнительные способы обработки и критерии, отслеживать диагностические признаки дефектов в условиях заказчика.

Внедрение систем предполагает обучение специалистов виброгрупп и ремонтного персонала электростанций по специальной программе.

Остальные принципы, заложенные в системах нового поколения АСВКМД, традиционны и опубликованы. Важными принципами создания таких систем является резервирование каналов, независимость и одновременно связь с АСУ, разделение и независимость функций виброконтроля, вибромониторинга и вибродиагностики, использование систем удаленного доступа и пр.

Как уже упоминалось, надежность турбоагрегатов ТЭС и АЭС любой модификации зависит от внесения дефектов на нескольких стадиях:

1. Конструктивные несовершенства. В последние годы мощные турбоагрегаты эксплуатировались длительно в переменном режиме. Однако большинство из них рассчитывались для работы в базовом режиме и не предполагалось их длительное использование в переменном режиме работы. При частичных электрических нагрузках и при устаревшем порядке открытия клапанов на ротор в регулирующей ступени действует обычно повышенная поперечная сила, соизмеримая с весом ротора.

Пример 3. Для турбин мощностью 200 МВт поперечная сила составляет при устаревшем штатном варианте открытия клапанов около 6,5...7 т, а для турбин 800 МВт достигает 22...23 т [11, 32]. Это приводит к износу зазоров в диафрагменных уплотнениях при первом же пуске и, соответственно, к потере экономичности. Эти силы определяют наряду с расцентровками опор и напряжения в болтах полумуфт.

На старых машинах имеются и другие конструктивные несовершенства: устаревшие системы расширений; роторы с насадными деталями; недостаточное количество эффективных балансировочных плоскостей и отсутствие доступа к имеющимся; повышенная чувствительность турбоагрегата к расцентровкам опор и др. Могут быть замечания, например, к динамическим свойствам турбины и генератора: недостаточная отстройка роторов от резонансов и др. Идеальных машин, с точки зрения конструкций, нет ни у одной фирмы.

2. При изготовлении и монтажной сборке узлов. Оставленные врожденные дефекты поковок (неизвестные отклонения оси слитка от оси поковки), неизвестный распределенный дисбаланс, отклонения в размерах и в точности соединения деталей, неравномерная изоляция, несовершенства сборки и центровки роторов по полумуфтам, разброс зазоров в подшипниках и уплотнениях приводят к разбросу индивидуальных динамических свойств конструкции двух одинаковых по чертежам рядом стоящих машин. При прогреве машины возникают разные деформации и перемещения отдельных узлов, а при колебаниях разные отклики на кинематические и динамические возмущения в силу разных свойств жесткости и демпфирования, а также разное влияние присоединенных трубопроводов из-за отклонений в их изоляции, проводке и развеске. Нельзя требовать нормального вибрационного состояния турбоагрегата при оставленных грубых технологических отклонениях. В то же время для диагностирования наиболее желательным является низкий "шумовой" фон от имеющихся допустимых технологических отклонений.

3. Технологических отклонений в процессе эксплуатации и ремонта. Просадки опор (разные температурные режимы, повышенная вибрация в определенном диапазоне частот, разные свойства основания, повышенный уровень грунтовых вод, утечки в уплотнениях, сейсмические волны и пр.), перецентровка роторов вслепую, без учета времени и температурного состояния остывающих деталей. Разные всплытия шеек роторов в подшипниках под действием поперечных сил, действующих на ротор, и изменения взаимного положения опор (ВПО) меняют нагрузки в опорах, меняют жесткостные и демпфирующие свойства масляной пленки, и также приводят к индивидуальным динамическим свойствам агрегатов и их отклонениям от среднего. На все это накладывается действие трубопроводов, случайные защемления в шпонках и поверхностях скольжения, деформации корпусных деталей и ригелей, что приводит к нерасчетным нагрузкам между узлами турбоагрегата и задеваниям роторов о статор.

4. Существенным фактором также являются частые сборочно-разборочные работы при промежуточных и внеплановых ремонтах, что увеличивает количество внесенных дефектов и накладывает одни

дефекты на другие. Особенно важным является отсутствие приспособлений для правильного снятия и посадки дисков, полумуфт и др.

Все перечисленные недостатки в виде определенных свойств и критериев могут и должны быть описаны в так называемом техническом паспорте турбоагрегата.

Турбоагрегаты, как правило, чувствительны к ошибкам ремонта или эксплуатации. Одна из проблем, которая может возникнуть из-за неправильной центровки или просадок опор, – приближение резонанса опоры или валопровода к рабочей частоте вращения, что требует весьма тщательной виброналадки и балансировки. Для таких машин необходимо своевременно провести все подготовительные и технологические работы для устранения вибраций всех видов, включая центровку и балансировку. В соответствии с ГОСТ 27165–97 турбоагрегат должен быть оснащен датчиками статодинамических перемещений вала, а его наладка и оценка вибрационного состояния должны производиться по двум ГОСТам. Некоторые руководители электростанций недопонимают этот вопрос, а в ОАО РАО "ЕЭС России" дополнение к "Правилам технической эксплуатации..." (ПТЭ) [15], касающееся применения датчиков перемещений вала, также до сих пор не введено из-за бюрократических проволочек и, видимо, недооценки этого вопроса. В то время как все европейские и американские фирмы используют эти датчики даже для наладки малых турбин и насосов. Благодаря использованию датчиков вала, наладка таких машин может быть существенно улучшена, а балансировка – существенно точнее. Таким образом, одна из важнейших задач диагностики и наладки мощного агрегата – установить датчики абсолютной вибрации опор и датчики перемещений вала, выполнить измерения и провести их спектральную и специальную обработку.

Важная роль систем АСВКМД в поддержании надежности систем сегодня неоспорима. С их помощью можно получать как начальные, так и текущие вибропаспортные характеристики. При этом характеристики фиксируются и сравниваются статистически при каждом жизненном цикле агрегата*.

Каждый *J*-й жизненный цикл заносится в паспорт. Его параметры, взятые из семи временны́х зон (валоповорот, набор оборотов, нагружение, постоянная работа при разных нагрузках, режим испытаний с повышением оборотов, выбег и снова валоповорот), фиксируются и статистически обрабатываются и нормируются. Это важно прежде всего для нового оборудования. В прежние годы чаще всего мы начинали тщательно изучать машину тогда, когда что-то произошло. При этом терялась база для сравнения. После очередного ремонта или реконструкции динамические свойства также могут изменяться. Система должна автоматически показать эти изменения, а затем уже сопровождать текущее вибрационное и общее техническое состояние. Значительное число дефектов диагностируют после обработки трендов вибрационных и технологических параметров на перечисленных семи этапах жизненного цикла.

Например, погиб и дефекты сборки роторов по полумуфтам диагностируют на малых скоростях вращения. Расцентровки роторов по полумуфтам диагностируются и могут быть оценены по отклонению кривых всплытия от номинальных. Задевания диагностируют путем анализа условий сборки, прогрева цилиндров и анализа взаимного перемещения опор. К полученным вероятностным характеристикам добавляют спектральный и трендовый анализ вибраций с использованием кепстров, разностей векторов, статистических характеристик математических ожиданий и дисперсий параметров и пр.

Комплексный (системный) анализ позволяет сегодня выявить следующие **группы дефектов**:

1. Группа различных видов дисбаланса, включая его местонахождение

1.1. Технологический дисбаланс.

1.2. Внезапный дисбаланс и место его появления, в том числе обрыв балансировочного груза.

1.3. Погиб ротора.

1.4. Тепловой дисбаланс роторов турбины или генератора. В том числе нарушение окружной симметрии вентиляции по каналам ротора генератора или осевых зазоров между дисками в сборных роторах.

2. Группа дефектов сборки турбоагрегата

2.1. Дефект сборки роторов по полумуфтам типа "Радиальная несоосность" и "Угловая несоосность"

* Понятие жизненного цикла введено автором и означает период от начала пуска с режима валоповорота до выхода после очередного выбега на валоповорот [14].

по анализу смещений вала на малых скоростях вращения.

2.2. Радиальные задевания.

2.3. Торцевые задевания.

2.4. Задевания по масляным уплотнениям.

2.5. Нарушения геометрии подшипников с точки зрения повышенной оборотной вибрации.

2.6. Нарушение геометрии уплотнений.

2.7. Задевания по баббиту.

3. Группа эксплуатационных дефектов

3.1. Трещина в роторе.

3.2. Нарушение условий несущей способности подшипников и значительные расцентровки роторов по полумуфтам.

3.3. Перекосы цапф.

3.4. Нарушение температуры пара уплотнений.

3.5. Нарушение геометрии подшипников и условий его работы с точки зрения возникновения НЧВ на холостом ходу или под нагрузкой.

3.6. Нарушение геометрии уплотнений с точки зрения возникновения НЧВ под нагрузкой.

3.7. Субгармонический резонанс с относительными частотами 1/2; 1/3; 1/4; 1/5... от оборотной.

3.8. Износ или разрушение баббита.

3.9. Межвитковые замыкания в роторе генератора.

3.10. Обрыв болтов полумуфт.

3.11. Обрыв болтов крепления бугелей.

3.12. "Разболтанность" крепления подшипника (ослабление крепления болтов, отсутствие натяга, многослойные прокладки под колодками).

3.13. Резонанс опоры или валопровода, недостаточная отстройка от резонанса.

3.14. Отрыв опорной поверхности.

3.15. Сейсмическая просадка опоры.

3.16. Деформация вкладышей подшипников.

3.17. Нарушение воздушного зазора между ротором и статором генератора.

3.18. Избыточные натяги при расклиновке ротора.

3.19. Попадание масла или воды в центральную часть канала.

3.20. Нарушение абсолютных расширений.

3.21. Нарушение относительных расширений.

3.22. Повышенное кручение ригелей.

4. Группа эксплуатационных дефектов, выявляемых путем специального анализа

4.1. Повышенные динамические напряжения в шейках роторов.

4.2. Повышенные динамические напряжения в болтах полумуфт.

4.3. Повышенные статические и динамические напряжения в болтах крепления бугелей.

4.4. Повышенная поперечная нагрузка в регулирующей ступени ротора ВД.

4.5. Недостаточный запас устойчивости ротора по частоте вращения.

4.6. Недостаточный запас устойчивости ротора по расходу рабочего тела.

Для полноты системы дефектов можно добавить еще около 15...20 первичных дефектов.

Рассмотрим некоторые пути диагностирования дефектов. *Технологический дисбаланс* диагностируется путем анализа амплитудно-фазочастотных характеристик (АФЧХ) совместно с базой динамических коэффициентов влияния. Внезапный дисбаланс и место его появления (в том числе обрыв балансировочного груза) определяют по изменению трендов вибрации совместно с базой динамических коэффициентов влияния. Погиб ротора выясняем путем анализа перемещений вала на малых скоростях и критических частотах. Тепловой дисбаланс роторов турбины или генератора определяем путем анализа данных АФЧХ при пуске и выбеге агрегата совместно с анализом технологических параметров. В том числе определяем нарушение окружной симметрии вентиляции по каналам ротора генератора или осевых зазоров между дисками в сборных роторах.

Дефект сборки роторов по полумуфтам типа "Радиальная несоосность" и "Угловая несоосность" выполняем по анализу смещений вала на малых скоростях вращения. Радиальные задевания выявляют путем анализа взаимного положения ротора в расточках подшипников и уплотнений совместно с трендами спектральных характеристик. Торцевые задевания диагностируют путем анализа сборки совместно с параметрами абсолютных и относительных расширений цилиндров и распределения вибраций по корпусу подшипника.

Задевания по масляным уплотнениям выявляют путем анализа условий сборки и характера трендов спектральных характеристик. Нарушения геометрии подшипников с точки зрения повышенной оборотной вибрации выясняем путем анализа кривых всплытия, геометрии зазоров, технологических параметров смазки. Нарушение геометрии уплотнений определяем путем анализа результатов сборки и перемещений ротора. Трещину в роторе выявляют на основании анализа трендов изменения векторных спектральных характеристик и парамет-

ров АФЧХ, включая критические частоты второго рода. Нарушение условий несущей способности подшипников и значительные расцентровки роторов по полумуфтам диагностируем по траектории всплытия роторов с одновременным анализом технологических параметров смазки и проточной части. Перекосы цапф выявляют из характера кривых всплытия и по изменениям технологических параметров масляной пленки и баббита.

Наряду с известными способами диагностирования, в случае заметного изменения вибрации, строятся тренды специальных функций (корреляционные, кепстральные, когерентные, огибающие, вероятностные характеристики и пр.) для выявления новых диагностических признаков дефектов и выявления неизвестных дефектов. Таким образом, мы должны заложить в наши системы опережающие возможности по диагностированию в целях накопления соответствующих наработок.

Важная функция системы – предсказать объем износа деталей и объем ремонтных работ. Сделать это автоматически возможно лишь при анализе трендов режимных параметров уплотнений и подшипников, трендов и АФЧХ не только датчиков абсолютной вибрации опор, но и относительной вибрации вала. Для установления критериев износа требуется сопоставление этих характеристик и результатов фактического износа после первого же ремонта.

В перспективе система должна дать степень исчерпания ресурса (степень поврежденности) при каждом жизненном цикле турбоагрегата. Степень поврежденности, равная единице, соответствует полному исчерпанию расчетного ресурса. Алгоритмы для решения такой задачи разработаны еще в 1980-х годах.

В текущем техническом паспорте даже при техническом состоянии, полностью удовлетворяющем нормам и критериям надежной работы, должны быть отражены основные статические и динамические свойства агрегата и тенденции их изменения.

Важнейшая роль принадлежит системам АСВКМД при автоматическом предремонтном и послеремонтном испытаниях агрегата по специальным программам, которые должны быть заложены в АСУ (автоматизированных системах управления).

Примечание: Под динамическими свойствами понимают любые вибрационные характеристики от амплитуд и СКЗ-смещений и виброскоростей и кончая критическими частотами, запасами устойчивости и балансировочными чувствительностями.

Пример 4. Машина хорошо собрана, хорошо отбалансирована, АФЧХ в норме. Кривые всплытия в норме. Спектры отражают допустимые технологические отклонения. Текущее вибрационное состояние отличное. Однако дефекты могут быть скрытыми (большие статические напряжения в валопроводе, приводящие к "внезапной" поломке болтов, разрушению креплений опор, люфтов и пр.) или зарождающимися и еще слабо проявляющимися (нарастает разность трендов векторов, характеризующая какой либо дефект), о чем надо предупредить своевременно. Примеры разрушения элементов машин при хорошем вибрационном состоянии прекрасно об этом свидетельствуют.

Сегодня недостаточное внимание уделяется профилактике дефектов и доработке систем виброконтроля, диагностики и мониторинга (АСКВД). Внедренные системы в части мониторинга не дают информации в компактном виде, не делают автоматической обработки информации, а диагностические элементы представлены, скорее, как исключение из правил. Надежность зависит от уровня глубины контроля, его своевременности и точности заключения. Несмотря на наличие датчиков вала, при наладках пока еще не используются кривые всплытия и траектории движения, полученные с этих датчиков, не ведется их систематизация и анализ при разных условиях эксплуатации. Не используют эти датчики для снижения вибраций на валопроводе, так как поставляемые в ОАО "ОГК-5" системы АСКВД являются в этом смысле еще недоработанными. Нет автоматизированных рабочих мест (АРМ) балансировщика и центровщика. В результате наладка машин ведется прежними методами, по интуиции, без использования важнейших компонентов информации.

Сравнительные данные некоторых отечественных систем.

Пятнадцать отечественных фирм, поставляющих и готовых далее поставлять для энергетики системы АСКВМД, полностью или частично представлены в табл. 1.

Наиболее интересными и важными вопросами в части мониторинга и диагностики являются те теоретические основы и научный подход, на которых базируются системы. Как уже упоминалось, в этом смысле вне конкуренции два производителя – НПЦ "Динамика", г. Омск (д-р техн. наук В.Н. Костюков) и НПП "МЕРА" (руководитель И.А. Потапов), которые, к сожалению, недостаточно представлены в энергетике.

1. Фирмы в РФ, поставляющие и готовые далее поставлять для энергетики системы АСКВМД

№ п/п	Название фирмы, генеральный директор	Поставляемые продукты						
		Штатная аппаратура	Переносная аппаратура	Система измерений перемещений вала	Виброконтроль	Расширенный мониторинг	Алгоритмы диагностики	Используемая теоретическая основа
1	ООО "НПП Виконт", г. Москва, С.С. Токаев	+	+	+	+	+	Совместно с ВТИ	Спектральный анализ (СА)
2	ООО "Вибробит", г. Ростов, А.Г. Добряков	+	–	+	+	+	–	То же
3	ООО "Диамех–2000", г. Москва, И.И. Радчик	+	+	+	+	+	–	–"–
4	"Измерительные технологии", г. Саров, А.В. Хомутов	+	+	+	+	+	–	–"–
5	НПЦ "Динамика", г. Омск, В.Н. Костюков	+	+	+	+	+	+	СА, методы теории надежности, статистические методы
6	НПП "МЕРА", г. Королев, И.А. Потапов	+	+	+	+	+	+	СА, расширенный набор методов спектрального анализа и специальных методов обработки сигналов
7	НИИТ, г. Королев, В.П. Дунаевский	+	–	+	+	+	+	СА
8	НПК "Инновация", г. Москва, С.В. Калинин	+	+	+	+	+	+	То же
9	ОАО "ВТИ", г. Москва, А.З. Зиле	–	+	–	–	+	+	СА, теория колебаний роторов, элементы ретроспективной диагностики
10	ОАО "НПО ЦКТИ", г. С.-Петербург, И.А. Ковалев	–	–	–	–	+	+	СА, метод экспертных оценок
11	"МЭИ" ТУ, г. Москва	–	–	–	–	+	+	СА, методы теории надежности и статистики, теория колебаний роторов
12	"УПИ" УГТУ, г. Екатеринбург, Урьев Е.В.	–	–	–	–	+	+	СА, методы экспертной нечеткой Бейесовской логики
13	ЗАО "Энергоприбор", г. С.-Петербург, Б.Б. Феофанов	+	+ –	+	+	+	+	СА, методы теории надежности (в разработке совместно с МЭИ)
14	Ассоциация "ВАСТ", г. С.-Петербург, А.В. Барков	–	+	–	–	–	–	Методы СА, метод огибающей
15	Информтех, г. Сосновый бор, Н.Г. Мотылев	–	+	–	–	–	–	Балансировочный прибор

НПЦ "Динамика" (научно-производственный центр "Диагностика, надежность машин и комплексная автоматизация") работает в нефтехимической области, где, в отличие от энергетики, накоплен большой опыт по созданию систем мониторинга и диагностики (СМД) на основании современного системного научного подхода [10, 20, 21]. Результаты работ получены на основе непрерывно-

го наблюдения и статистической обработки технологических параметров в течение 20 лет более чем на 1800 объектах трехсот с лишним типов.

Для получения диагностических признаков дефектов используют методы теории надежности. Показана возможность решения проблем мониторинга автоматическими системами с функционально-неопределенной структурой, которая не зависит от конструкции агрегата, что позволяет внедрять СМД в условиях априорной неопределенности, когда часто неизвестны типы подшипников, число лопаток импеллера и пр. Успех обеспечивает также применение "принципа информационной полноты" при выборе диагностических признаков состояния в условиях априорной неопределенности, согласно которому признаки должны составлять полную группу в статистическом смысле, включая как известные признаки, так и дополняющие их до полной группы в принятом базисе сигналов. Это позволяет значительно уменьшить вероятность пропуска дефектов, диагностические признаки которых в данном базисе сигналов априорно неизвестны.

Как известно, наиболее общим и широкополосным базисом сигналов является вибрация. В данных работах установлены закономерности и корреляции вибрационных спектров, трендов вибропараметров с процессами старения и износа его узлов в каждый момент времени, что проявляется в разных частотных полосах в виде смеси процессов постепенного и скачкообразного характера с различными скоростями роста, с увеличением дисперсии и расширением спектров при возникновении и развитии неисправностей. Установлена ортогональность виброускорения, виброскорости и вибросмещения, шумовых и периодических компонентов и скоростей их роста вследствие разнообразных причин и механизмов износа агрегатов, порождающих случайные вибрационные процессы в разных частотных полосах. Установлено, что распределения вибропараметров агрегатов и скоростей их роста могут быть описаны законами Вейбулла–Гнеденко с разными показателями степени. Очень важным является то, что структура исходной "здоровой" машины определяется автоматически по параметрам спектра. Обобщены статическая и динамическая модели вибрации и состояния агрегатов с учетом человеческого фактора, на базе которых предложены способы и методики диагностики и прогнозирования технического состояния с учетом его опасности и остаточного ресурса. Особенностью системы также является то, что она выдает правильный диагноз даже при минимальном количестве датчиков – по одному на каждой опоре.

Не вдаваясь в дальнейшие многочисленные достижения перечисленного комплекса работ, отметим, что в энергетике еще предстоит осмыслить и проверить ряд полученных положений, а также сформулировать новое направление работ и предложить большой объем исследований, что можно сделать лишь благодаря объединению большого коллектива специалистов в некий общий центр с единым идеологическим подходом. Полученные результаты уже сегодня могут быть распространены в энергетике на многие малые машины, в том числе на вспомогательное оборудование электростанций (насосы, вентиляторы и пр.).

Отметим также основной перечень функций, которые можно получить при диагностировании при помощи аппаратуры НПП "МЕРА", закупленной в ОГК-5 в единичном экземпляре. Наряду с всесторонним исследованием спектральных характеристик сигналов (обычные и комплексные спектры, спектры мощности, спектральные плотности энергии и др.) на основе быстрого преобразования Фурье (БПФ) и полного преобразования Фурье, предлагается корреляционный анализ и функция когерентности, взаимные спектральные характеристики, вероятностные характеристики (матожидание, дисперсии, среднеквадратичные отклонения, асимметрия и эксцесс), гистограммы и оценки плотности вероятности и другие виды обработки (преобразование Гильберта, вычисление огибающей, расчет октавных спектров и пр.). Наряду с мониторингом и диагностикой роторных систем аппаратура НПП "МЕРА" применима для диагностики лопаточного аппарата последних ступеней совместно с ЛМЗ, а также имеет программное обеспечение для обработки тензосигналов.

На этом же пути находится "Энергоприбор", который совместно с Ленинградским машиностроительным заводом (ЛМЗ) и МЭИ разрабатывает с использованием методов теории надежности новое поколение систем мониторинга на базе аппаратуры ЛМЗ-97 4 с, а также "Измерительные технологии", которые совместно с ЛМЗ и МЭИ на стендах отрабатывают диагностические признаки дефектов.

Системы, предлагаемые в [13, 22] с точки зрения идеологической представляются тупиковыми. В первой используют некоторые экспертные оценки

априорной вероятности некоторых дефектов, причем не всегда первичных [22]. А сами вероятности появления дефектов предлагают уточнять по мере накопления информации с использованием экспертов. Но сколько будет длиться обучение системы? Ведь происхождение ряда дефектов хоть и случайно, но на 70 % определено дефектами из-за проведения сборочно-разборочных операций, которые не поддаются вероятностному уточнению в силу единичности и сложности объекта. Большая часть дефектов может быть сегодня определена детерминированным путем. По ряду дефектов имеется индивидуальная склонность машин, но для этого выявления нужен высококвалифицированный эксперт. Наконец, в этой системе не заложен принцип "полноты системы функций", т.е. ряд первичных признаков дефектов и самих дефектов вообще отсутствует. Имеется путаница в терминологии. Например, признак (НЧВ) объявляется дефектом, хотя это вторичный или третичный признак дефектов геометрии подшипников или уплотнений, расцентровок, режимов и т.п.

Эти же замечания относятся и ко второму типу АСВКМД, построенных на "Бейесовской нечеткой логике" [13]. Те же проблемы с обучением системы:

• во-первых, нет гарантии, что эксперты дадут правильные ответы, а система их правильно трактует и присвоит более справедливые априорные вероятностные оценки дефектам и их диагностическим признакам. Многие причины вибрации в этих системах не заложены в вопросах обучающей системы. Следовательно, система не выдаст верные ответы;

• во-вторых, теорема Бейеса работает хорошо тогда, когда достаточно много статистического материала;

• в-третьих, она не позволяет учесть и оценить вероятность отклонения в индивидуальных свойствах по ряду характеристик того или иного агрегата, которые заложены от природы.

Остальные системы, за исключением [34], не имеют никакой особой идеологической надстройки, кроме использования всевозможной спектральной обработки и в этой части они являются типичными представителями систем расширенного мониторинга.

Из 40 турбоагрегатов мощностью 30...500 МВт ОАО "ОГК-5" более 30 % оснащены системами АСКВМД с установкой датчиков вала. В оснащении приняли участие на разных электростанциях ООО "Виконт", ООО "Вибробит", ООО "Диамех-2000", ТМК "Инновация", ЗАО "Энергоприбор", ОАО ВТИ (см. табл. 2). Сегодня мы имеем:

♦ великолепные системы в части виброконтроля;

♦ развитые подсистемы вибромониторинга, местами с сырыми недостроенными функциями.

Они неоднократно спасли оборудование от дальнейшего разрушения благодаря срабатыванию защиты или своевременному принятию решений об останове. Диагностики пока фактически нет. Одно общее замечание к системам вибромониторинга: требуется много времени на выуживание необходимой информации и ее систематизации и в этой части много чего надо еще совершенствовать.

Если сравнивать установленные системы в плане гибкости настройки, то система фирмы ООО "Диамех-2000" в этой части оригинальна и на сегодня это самое лучшее решение из всех, которые мы получили в ОАО "ОГК-5" от разных поставщиков. Всем разработчикам необходимо стремиться к максимальной гибкости и минимальным затратам времени на

2. Установка и пуск в эксплуатацию систем АСКВМД на филиалах ОАО "ОГК-5"

Филиал	Турбо-агрегаты	Система	Год
Рефтинская ГРЭС	бл. 300 МВт, ст. № 5	"Вибробит-300";	2006
	бл. 500 МВт, ст. № 7	"ДИАМЕХ-2000";	2006
	бл. 300 МВт, ст. № 4,	"Вибробит-300";	2007
	бл. 500 МВт, ст. № 8, 9	То же	2007
Средне-уральская ГРЭС	бл. 300 МВт, ст. № 9, 11	"Вибробит-300"	2006
	т/а Т-100,		2007
	т/а К-38		2007
Невинно-мысская ГРЭС	бл. К-160, ст. № 9	"Инновация"	2006
	т/а Р-50, ст. № 4		2006
	бл. К-160, ст. № 7		2007
Конаковская ГРЭС	бл. К-300, ст. № 4	Аппаратура абсолютной вибрации опор – "Виконт", Верхний уровень АСКВМД – ВТИ. Аппаратура для измерения вибрации вала и механических величин, "Энергоприбор" на бл. № 1, 2, 4	2005
	ст. № 1, 2		2006
	ст. № 3		2007
	ст. № 5–8		2008

обработку и представление полученной информации, так как наши объекты не лабораторные роторы на двух опорах, а сложные технические системы.

С функциональной точки зрения наиболее работоспособными и законченными на сегодня являются системы для Конаковской ГРЭС разработки ООО "Виконт" (С.С. Токаев) совместно с ВТИ (А.З. Зиле) и ЗАО "Энергоприбор" (датчики вала и приборы механических величин). В них наряду с обычными характеристиками (тренды среднеквадратичных значений (СКЗ) виброскоростей, спектральные характеристики вибраций по каждому каналу, АФЧХ) использованы и представлены статические и динамические перемещения цапф вала в области их возможных перемещений. Кроме того, вычисляют специфические характеристики – тренды изменения разности ряда гармоник для диагностирования наиболее разрушительного дефекта – трещины в роторе. А.З. Зиле использовал прогрессивный подход для выявления трещин, идея которого изложена в одной из западных публикаций еще 20 лет назад. Этот подход может дать плодотворные результаты и для других задач. Такие алгоритмы позволят выйти в будущем на автоматическую диагностику.

Основные недостатки большинства сегодняшних систем состоят в следующем:

1. В текущих окнах необходимо создавать четкие таблицы для специалистов по вибрации.

В таблицах представляется информация:

• суммарный уровень вибрации подшипников (мм/с);

• оборотная составляющая вибрации подшипников (мкм);

• фаза оборотной составляющей вибрации подшипников (град);

• низкочастотная вибрация подшипников в полосе 10...45 Гц (мкм);

• высокочастотная вибрация подшипников в полосе 100...1000 Гц (мм/с);

• оборотная составляющая вибрации вала (мкм);

• фаза оборотной составляющей вибрации вала (град);

• низкочастотная вибрация вала в полосе 10...25 Гц (мкм);

• высокочастотная вибрация вала (ВЧВ) в полосе 100...500 Гц (мкм).

2. В окне "спектры" обычно возможно построение только кратных гармоник, или приведенных почему-то к 1/2 и 1/4 от рабочей частоты вращения.

Требуется информация по некратным гармоникам. В примечании к таблице следует указывать наиболее весомые несинхронные составляющие НЧВ, ВЧВ с указанием частоты с точностью хотя бы в 0,1 %.

При этом спектральные характеристики в виде компактных графиков должны представляться одновременно для всех опор агрегата на одном экране или распечатываемом слайде с возможностью рассмотрения любого из спектров на полном экране.

3. В окне "тренды" необходимо создать возможность более быстрого построения графиков с возможностью одновременной выборки требуемого набора параметров. Базовые тренды должны быть подготовлены к выводу в любой момент времени. Времена выборок должны быть произвольными.

4. В окне "разгон–выбег" необходимо создать возможность построения графиков для некоторых стандартных наборов параметров. Фиксировать время полного разгона (0...3000 об/мин) и полного выбега по турбине и отдельно для ПТН-А и ПТН-Б. Все АФЧХ должны быть приведены к одной базе частот для сравнения.

Добавить возможность фиксации параметров с использованием нескольких курсоров или флажков.

АФЧХ должны быть обработаны по единым специальным правилам для построения трендов параметров АФЧХ с указанием статистических данных. Критические частоты для удобства должны быть зафиксированы как в Гц, так и в об/мин.

5. В окне "орбиты" нет представления замеров чистоты и правильности поверхности вала. Предусмотреть возможность построения орбиты по показаниям вибрации подшипников, совмещая с центрами орбит шеек валов в пределах области возможных перемещений. Следует по одному указанию строить на одной странице одновременно орбиты всех опор и подшипников или с заданными номерами. Должны быть указаны начальные точки орбиты, соответствующие фазовому отметчику. Время выбора орбиты и их количество должны быть произвольными.

6. В окне "Кривая всплытия" необходимо вывести для базовых точек на графике числа оборотов и обозначить рабочую точку (при номинальных оборотах). График следует изображать сплайнами, а не "лестницами".

7. В начальном окне предусмотреть кнопку выбора таблиц. Значения параметров в таблицах выбираются так же как в окне "тренды" за выбранное время.

8. Необходимо на графиках всплытия указать направления датчиков и указать, какой из них первый, какой второй, и как привязаны номера в глобальной системе координат: если смотреть от регулятора к генератору, глобальная ось Y' должна быть направлена вверх, ось X' – вправо. В дальнейшем следует сделать пересчет в обычную систему координат.

9. На всех графиках должна быть оптимальная сетка.

10. На ряде графиков избыточное количество чисел по осям. Вдоль оси одной из координат обычно достаточно 6...10 чисел. Это замечание не относится к трендам.

11. При значительном количестве графиков они должны быть не только обозначены разными цветами, но и разными типами линий, чтобы их можно было отличить в черно-белом варианте.

12. При сохранении графиков следует по умолчанию один раз указывать в настройках формат графика (bmp, jpg и т.п.).

13. На графиках кроме даты следует вставлять в качестве колонтитула основные технологические параметры из АСУ – мощности активная и реактивная, обороты, ток ротора, вакуум и прочее (список согласовывается с заказчиком).

14. Необходима установка связи с локальной сетью станции с перспективным выходом на реализацию концепции удаленного доступа.

15. Должна быть возможность построения каскадных спектров вибрации с отметками времени и частоты. Следует предусмотреть возможность построения нескольких каскадов одновременно.

16. Должна быть реализована возможность построения каскадных трендов АФЧХ.

17. Наконец, необходимо запоминать в базе живые сигналы в целях дальнейшей альтернативной обработки.

Живые сигналы запоминаются в заданном режиме по времени при существенном изменении состояния или при развитии "события".

18. Большинство замечаний являются очевидными. Кроме этого, должны быть дополнительные требования по фиксации специальных трендов, трендов статистической обработки (математические ожидания, среднеквадратичные отклонения, дисперсии, эксцессы и квадратуры более высокого порядка), трендов кепстров, параметров огибающей и пр.

19. В составе АСВКМД должны быть два АРМа для специалистов по балансировке и по центровке.

20. Из начальных положений следует, что должен быть заполнен электронный технический паспорт (ЭТП) агрегата, который обновляется по мере проведения ремонтных и наладочных работ. ЭТП включает в себя три исходных базы:

- проектные динамические характеристики;
- обобщенные экспериментальные динамические характеристики;
- характеристики, получаемые в результате наладки, ремонта, начиная от геометрии и кончая коэффициентами балансировочных чувствительностей.

Должна быть и четвертая база, характеризующая текущее техническое состояние и накопленные события вплоть до принятых мероприятий по ликвидации дефектов.

В части переносной аппаратуры большинство специалистов, обслуживающих оборудование электростанций ОАО "ОГК-5", используют устаревшее модификации приборов ООО "Диамех-2000", несколько приборов Ассоциации ВАСТ (СД-12М и СД-21 М).

Для определения дефектов расширений и повышенных уклонов применяют переносной прибор СДАРТ с комплектом датчиков перемещений и уклонов и соответствующее программное обеспечение.

Выводы

1. Предложена новая концепция создания системы АСВКМД, связывающая техническое состояние после сборки и наладки агрегата с его вибрационным состоянием. Это позволяет в первую очередь с использованием детерминированной логики выявить ошибки и причины повышения вибрации после проведения ремонтных работ.

2. Концепция предполагает системный подход путем использования как проектных, так и приобретенных динамических свойств и фиксации условий изменения параметров эксплуатации и условий сборки. В процессе эксплуатации и технического обслуживания поврежденность может быть следствием либо износа, либо недопустимого отклонения параметров эксплуатации или нарушения условий сборки.

3. Для автоматического предсказания зарождающихся дефектов (известных и неизвестных для каждого конкретного агрегата) предлагается критериальная обработка обычных и специально построенных трендов, полученных как разность на-

чального (после очередного ремонта) и текущего вибросостояния.

4. Введено понятие "жизненного цикла агрегата" и предложены пути диагностирования на основании анализа вибрационных характеристик на разных этапах жизненного цикла, который разбит на семь зон:

- валоповорот;
- набор оборотов;
- испытание разгоном;
- набор нагрузки;
- несение эксплуатационных нагрузок;
- выбег;
- валоповорот.

Список литературы

1. **Брановский М.А., Лисицин И.С., Сивков А.П.** Исследование и устранение вибраций турбоагрегатов. М., 1969.

2. **Костюк А.Г.** Динамика и прочность турбомашин. М.: МЭИ. 2000.

3. **Зиле А.З., Комаров В.В., Руденко М.Н., Томашевский С.Б.** Вибродиагностический контроль турбоагрегатов в энергетике // Теплоэнергетика. № 4. 2003.

4. **Методические** указания по балансировке многоопорных валопроводов турбоагрегатов на электростанциях РД–153-34.1-30.604-00. М., (ВТИ), 2002.

5. **Гольдин А.С.** Вибрация роторных машин. М.: Машиностроение. 2000.

6. **Березкин В.В., Писаренко В.С., Михаэль С.Ю., Бенин Л.А.** Технология турбиностроения. Л.: Машиностроение, 1980. 720 с.

7. **Неразрушающий** контроль: справочник. Т. 7. Кн. 2 / под ред. В.В. Клюева. М.: Машиностроение. 2005.

8. **Куменко А.И., Салимон А.В., Циклин Е.А.** Совершенствование методов восстановления вибрационной надежности турбоагрегатов 800 МВт в период ремонта. В сборнике докладов "Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций". М.: ВТИ. 2003.

9. **Стандарт** Ассоциации "Ростехэкспертиза" и Ассоциации нефтепереработчиков и нефтехимиков РФ "Центробежные насосы компрессорные агрегаты опасных производств. Эксплуатационные нормы вибрации. (СА 03-001-05). Серия 03/Колл. авторов. М.: Издательство "Компрессорная и химическая техника", 2005. 24 с. Согласован Ростехнадзором, 1 февраля 2005 г.

10. **Стандарт** Ассоциации "Ростехэкспертиза" и Ассоциации нефтепереработчиков и нефтехимиков РФ. "Системы мониторинга агрегатов опасных производственных объектов. Общие технические требования. (СА 03-002-04). Серия 03 / Колл. авторов. М.: Издательство "Компрессорная и химическая техника", 2005. 42 с. Согласован Ростехнадзором, 1 февраля 2005 г.

11. **Куменко А.И.** Влияние статических сил в парциальной ступени на устойчивость и параметры сборки цилиндров высокого давления мощных турбин // Вестник МЭИ, № 6. 2001.

12. **Куменко А.И., Русинов Д.В.** Совершенствование методов балансировки роторов с использованием датчиков вала. Материалы межд. науч.-практ. конф. "Современное турбостроение". 28–30 сентября 2004 г. С.-Петербург. ВТУЗ–ЛМЗ, 2004.

13. **Урьев Е.В.** Основы надежности и технической диагностики турбомашин. Екатеринбург. 1996.

14. **Куменко А.И.** Системы виброконтроля, вибромониторинга и вибродиагностики. Гл. 9 в книге Сперлин С.С. Механическая наладка турбоагрегатов /под науч. редакцией А.И. Куменко. С.-Петербург.: Недра. 2006.

15. **Правила** технической эксплуатации оборудования электрических станций. М.: ОРГРЭС. 2001.

16. **ГОСТ** 27164–97 Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации опор валопроводов и общие требования к проведению измерений. Минск, 1997.

17. **ГОСТ** 27165–97 Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации валопроводов и общие требования к проведению измерений. Минск, 1998.

18. **Benly. D.** Vibrational Diagnostics of rotating Machinery. 2004.

19. **Костюков А.В.** Формирование вектора независимых диагностических признаков технического состояния роторных агрегатов // Сборник научных трудов по проблемам двигателестроения, посвященный 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. С. 26–30.

20. **Костюков В.Н., Бойченко С.Н., Костюков А.В.** Автоматизированные системы управления безопасной ресурсосберегающей эксплуатацией оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств (АСУ БЭП – КОМПАКС® / под ред. В.Н. Костюкова. М.: Машиностроение, 1999. 163 с.

21. **Костюков В.Н.** Мониторинг безопасности производства. М.: Машиностроение, 2002. 224 с.

22. **Ковалев И.А.** Цели и задачи технической диагностики // Труды ЦКТИ. 1992. Вып. 273. С. 3–8.

23. **Олимпиев В.И., Голод И.Л.** Теоретическое обоснование вибродиагностических алгоритмов и математических моделей неисправностей турбоагрегатов. Л.: НПО ЦКТИ. 1989.

24. **Олимпиев В.И., Голод И.Л.** Влияние подшипников скольжения на полигармоническую вибрацию энергетического турбоагрегата //Тр. ЦКТИ. 1991. Вып. 265. С. 36–43.

25. **Олимпиев В.И.** Фоновый спектр вибрации и вибродиагностика неисправностей энергетического турбоагрегата // Тр. ЦКТИ. 1992. Вып. 273. С. 34–42.

26. **Зиле А.З., Томашевский С.Б., Куликов Р.А.** О вибрационном контроле трещины в вале турбоагрегата. Электрические станции. 2007 г. (сдана в редакцию).

27. **Куменко А.И.** Какая диагностика нам нужна? Выступление на конференции "Диамех-2000". Покровское. 15–17.05.2007.

28. **Внедрение** системы оперативного контроля и диагностики эрозионного износа рабочих лопаток мощных паровых турбин // Электрические станции. 2006. № 12.

29. **Новые** подходы к оценке ресурса стареющего оборудования электростанций и модульные принципы создания диагностической аппаратуры (Эл. станции. 2002. № 4).

30. **Проблемы** создания систем технической диагностики турбоагрегатов // Теплоэнергетика. 2001. № 11.

31. **Концепция** комплексной системы мониторинга состояния оборудования // Теплоэнергетика. 2002. № 4.

32. **Куменко А.И.** Совершенствование расчетно-экспериметальных методов исследования динамических характеристик турбоагрегатов и их элементов. Дисс... д-ра техн. наук. М.: МЭИ, 1999.

33. **Куменко А.И.** Влияние эксплуатационных факторов на статические и динамические характеристики валопроводов мощных паровых турбин // Вестник МЭИ. № 3. 1994. С. 63–69.

34. **Зиле А.З.** Некоторые вопросы контроля и диагностики вибрационного состояния турбоагрегатов. Сб. докладов международного технического совещания "Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций". М.: ВТИ. 22–26 октября 2007 г. С. 24–31.

35. **Куменко А.И.** Концепция современной системы вибромониторинга и вибродиагностики мощного турбоагрегата. Сб. докладов международного технического совещания "Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций". М.: ВТИ. 22–26 октября 2007 г. С. 4–16.

УДК 621.791.054:620.193.7:539.56

В.М. Корниенко, Н.В. Макарова, *кандидаты техн. наук,*
А.М. Маслов, *канд. физ.-мат. наук,*
Е.В. Мурашкин *(г. Владивосток, Институт автоматики и процессов управления ДВО РАН)*

Перспективный инструмент высокоскоростной разделки утилизируемых металлических конструкций

Разработан перспективный инструмент для экономически выгодной и экологически чистой разделки утилизируемых металлических конструкций на основе кумулятивного анодного растворения металла. Решена проблема многократного увеличения производительности на основе запуска высокоскоростной трещины по коррозионному надрезу при использовании жидкого азота.

Modern tool for providing economic and environmentally appropriate breaking of the utilized metal constructions on a basis of cumulative anodic dissolution of metal are inventec. A problem of multiple increase in productivity on a basis of starting up high-speed crack along the corrosive incision at using of the effect of temperature embrittlement of metal are solved.

На рубеже столетий Россия столкнулась с серьезнейшей проблемой [1] – выводом из эксплуатации атомного флота с применением различных способов резки изделий до достижения габаритных размеров, заявленных покупателем или достаточных для помещения их в плавильную печь. Однако техническое использование "высоких" параметров физико-химических процессов при существующем уровне технологий разрезания колоссального количества металла не выгодно [2], что подтверждено и финансово-экономическими аргументами [3].

Согласно Федеральной целевой программе промышленной утилизации вооружения и военной техники предстоит утилизировать атомные и дизельные подводные лодки, надводные корабли, самолеты, вертолеты и боеприпасы. Из возможных вариантов утилизации применяют наиболее простой в организации, но наименее эффективный с экономической точки зрения вариант – разделку на вторичные ресурсы, реализуемые на рынке. Анализ хода работ по реализации программы показывает, что поставленные задачи не решены в полном объеме, а в практике работы предприятий не нашли применения эффективные утилизационные технологии [3]. Следовательно, задача заключается в том, чтобы традиционный, получивший широкое применение в практике вариант сделать более эффективным.

Исходя из научно-технических достижений в областях электрохимической и механической обработки металлов, разработана новая перспективная технология переработки (разделки) цельнометаллических конструкций с применением процесса **кумулятивного анодного растворения металла** (КАРМ) по линии разрезания конструкции с использованием "малых" параметров физико-химических процессов [4]: сила электрического тока 1...5 А, напряжение 1...40 В [5].

Технологическая основа высокоскоростной разделки металла

Основные положения последнего достижения в разработке технологии разделки утилизируемых металлических конструкций заключаются в том, что на поверхность металла наносят электроизоляционное покрытие из полиэтиленовой пленки по намеченной трассе и острым инструментом прорезают (прочерчивают) канавку до металла. Над канавкой монтируют электрод, например, из медной проволоки с зазором относительно разрезаемой поверхности и формируют ограничительный (технологический) канал, который заполняют общедоступным электролитом (морской водой или водным раствором поваренной соли) [6]. Электрод подключают к отрицательной клемме, а металлическую конструкцию – к положительной клемме источника постоянного электрического тока, что обеспечивает локальное уменьшение поперечного сечения конструкции за счет направленного развития коррозионного процесса.

Получаемые в результате реализации метода КАРМ поверхностные надрезы ограниченной ширины и произвольной траектории могут быть использованы как трассы для развития направленных трещин, запускаемых путем статического и динамического воздействия.

В целях снижения энергоемкости процесса разделения утилизируемой конструкции на фрагменты предложено использование эффекта температурного охрупчивания металла. Это создает условия для зарождения высокоскоростных (700...2000 м/с) трещин при напряжениях меньших предела прочности материала за счет сведения к минимуму затрат энергии на пластические деформации, предшествующие разрушению [7].

В этом случае *принципиальная технологическая схема разделки металлоконструкции включает следующие этапы*:

• на поверхности корпуса изделия намечают траекторию разделки, по намеченной трассе вводят в действие процесс КАРМ и получают поверхностный надрез на заданную глубину, тем самым ослабляя поперечное сечение изделия (рис. 1, см. 2-ю стр. обложки);

• с помощью стандартных устройств (рис. 2, см. 2-ю стр. обложки) в надрез в течение определенного времени подают жидкий азот и силовым импульсным воздействием (ударом) запускают высокоскоростную режущую трещину, т.е. производят разделение конструкции на части по заданной траектории (рис. 3, см. 3-ю стр. обложки).

Новая технология оптимизируется за счет многократного увеличения производительности и снижения энергоемкости на основе образования высокоскоростной режущей трещины по предварительно выполненному коррозионному надрезу.

На основе фундаментальных и поисковых исследований получены новые знания, которые могут стать исходной базой для инновационного цикла экономически выгодной и экологически чистой стратегии металлоразделки на скрап вплоть до создания и освоения промышленных технологий. Мировая новизна, патентная защищенность и высокая конкурентоспособность настоящей разработки позволят завоевать соответствующие рынки. Перспективные технологии после опытно-промышленного освоения дадут возможность развить две составляющие промышленного производства: перерабатывающую и сырьевую.

Перерабатывающая часть включает способы и производственный процесс разделки широкой номенклатуры металлоконструкций на фрагменты.

Сырьевая часть обеспечивает компонентами металлургическую и горно-рудную (добывающую) отрасли.

Для дальнейшей коммерциализации научно-технических результатов настоящей разработки требуется новый ранее широко не применявшийся режущий инструмент – трещина.

Для применимости трещины как инструмента в металлоразделке должны быть реализованы следующие требования:

■ процессы зарождения и развития трещины должны происходить в условиях, обеспечивающих предельно малые пластические деформации;

■ трещина должна развиваться по ранее заданной траектории.

Эти требования при исполнении настоящей разработки обеспечили следующие технические (в том числе, технологические) мероприятия:

♦ зарождение (запуск) трещины с помощью жидкого азота;

♦ развитие трещины по трассе предварительно выполненного коррозионного надреза.

Теоретическая зависимость для расчета температурных параметров запуска режущей трещины

Развитие высокоскоростной трещины по заданной траектории возможно при локальном охлаждении металла до температуры T_*, при которой происходит хрупкое разрушение металла. Величину критической температуры хрупкости для конкретного материала можно получить из известных решений [7].

Для решения задачи распределения температуры в металле рассматривают в состоянии температуры окружающего воздуха такой металлический образец, например, из углеродистой стали, внутри которого имеется источник пониженной температуры (остывания) сферической формы с радиусом c (рис. 4). Математический аппарат, описывающий физический процесс от действия источника пониженной температуры внутри массы металла, получается вследствие постановки и решения задачи об остывании исследуемого образца. Вывод аналитической зависимости приведен в табл. 1.

Для того, чтобы иметь соответствие полученного теоретического решения разрабатываемой технологии, модель (см. рис. 4) разрежем по сечению $E–E$ и удалим верхнюю часть: в этом случае – глубина коррозионного надреза c, ширина – $2c$, что соответствует физико-химической природе образования надрезов методом КАРМ.

1. Решение задачи распределения температуры в металле

Математическое выражение	Формула
Уравнение теплопроводности в сферических координатах	$$\frac{\partial T}{\partial t} = a^2\left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{2}{r}\frac{\partial T}{\partial r}\right), \quad (1)$$ где a^2 – коэффициент температуропроводности массы металла; $T = F(r, t)$ – температура T точки $r(x, y, z)$ в момент времени t; а сама точка определяется на сферическом радиусе $r > c$, $$r^2 = x^2 + y^2 + z^2 \quad (2)$$
Функция для решения уравнения (1)	$$\nu = rT \quad (3)$$
Уравнение теплопроводности, которому удовлетворяет функция (3)	$$\frac{\partial \nu}{\partial t} = a^2\frac{\partial^2 \nu}{\partial r^2} \quad (4)$$
Функция (3) в начальный момент времени для температуры металла в целом	$$\nu_0 = rT_0;\ \ t = 0 \quad (5)$$
Функция (3) в начальный момент времени для температуры металла на поверхности сферы радиуса c	$$\nu_c = cT_1, \quad (6)$$ где $$r = c;\ \ T_1 \neq T_0 \quad (7)$$
Функция (3) в любой момент времени для температуры точки массы металла	$$\nu = rT_1 \quad (8)$$
Функциональная связь распределения температуры в металле	$$\frac{\nu}{\nu_0} = F\left(\frac{r}{\sqrt{a^2 t}}\right) \quad (9)$$ или $$\nu = f(i), \quad (10)$$ где $$i = \frac{r}{2\sqrt{a^2 t}} \quad (11)$$
Частные производные для функции (10)	$$\frac{\partial \nu}{\partial r} = \frac{df}{di}\frac{\partial i}{\partial r} = \frac{df}{di}\frac{1}{2\sqrt{a^2 t}}, \quad (12)$$ $$\frac{\partial^2 \nu}{\partial r^2} = \frac{d^2 f}{di^2}\frac{1}{2\sqrt{a^2 t}}\frac{\partial i}{\partial r} = \frac{d^2 f}{di^2}\frac{1}{4a^2 t}, \quad (13)$$ $$\frac{\partial \nu}{\partial t} = \frac{df}{di}\frac{\partial i}{\partial t} = -\frac{1}{4}\frac{df}{di}\frac{r}{t\sqrt{a^2 t}} \quad (14)$$
Дифференциальное уравнение	$$\frac{d^2 f}{di^2} = -2i\frac{df}{di} \quad (15)$$
Уравнение (15) после интегрирования	$$\frac{df'}{f'} = -2i\,di, \quad (16)$$ $$\frac{df'}{f'} = -di^2, \quad (17)$$ $$f' = Ae^{-i^2} \quad (18)$$
Уравнение (18) после интегрирования	$$\nu = A\int_0^{\frac{r-c}{2\sqrt{a^2 t}}} e^{-i^2}di + B \quad (19)$$

Продолжение табл. 2

Математическое выражение	Формула
Постоянная интегрирования B уравнения (19) при условии (6)	$B = cT_1$ (20)
Постоянная интегрирования A уравнения (19) при условии (5)	$rT_0 = A\int_0^\infty e^{-i^2}di + cT_1 = A\frac{\sqrt{\pi}}{2} + cT_1,$ (21) $A = \frac{2(rT_0 - cT_1)}{\sqrt{\pi}}$ (22)
Явный вид функции (3)	$\nu = \frac{2(rT_0 - cT_1)}{\sqrt{\pi}}\int_0^{\frac{r-c}{2\sqrt{a^2t}}} e^{-i^2}di + cT_1$ (23)
Температура в металле	$T = \frac{2(rT_0 - cT_1)}{r\sqrt{\pi}}\int_0^{\frac{r-c}{2\sqrt{a^2t}}} e^{-i^2}di + \frac{c}{r}T_1$ (24)

Результаты экспериментальных исследований

Полученные достижения в значительном объеме воспроизведены в работе стальных образцов на стенде. *Основные средства технологического оснащения производства работ на стенде следующие* (см. рис. 3):

- устройства для выполнения резов и надрезов металлических образцов методом КАРМ (емкости, технологические каналы, источники питания постоянного электрического тока);
- устройства для выполнения термических и динамических воздействий (сосуды Дьюара, приспособления для содержания и полива жидкого азота, слесарный инструмент).

Теоретическая зависимость [см. табл. 1, (24)], позволяющая заранее рассчитать численное значение температуры T металла в месте полива жидкого азота с учетом времени t полива, проверена экспериментально: металлические образцы разрезали высокоскоростной трещиной, запущенной путем ударного воздействия (см. рис. 3).

Стенд позволил испытать образцы и на опорах, и на бетонном основании – последнее очень важно для практики промышленного производства. Осуществлена опытная отработка запуска режущей трещины в образцах толщиной 4...8 мм с коррозионными надрезами на половину толщины при следующих условиях воздействия ударом: с обратной стороны выреза; точно в вырез; со стороны выреза, но вне его.

Результаты испытаний для образца из стали 20 приведены в табл. 2.

Имеем нижеследующие исходные данные для расчета.

1) геометрические: r = 8 мм; c = 4 мм;

2) температурные: T_0 = 20 °С; T_1 = –196 °С;

3) для расчета коэффициента температуропроводности $a^2 = 1{,}575\cdot10^{-5}$ м^2/с:

- коэффициент теплопроводности (см. табл. 15.6 [8]) λ = 0,136 кал/см·с·град;
- коэффициент удельной теплоемкости (см. табл. 10.12 [8]) C_p = 0,11 кал/г·град;
- плотность стали (см. табл. 5.9 [8] ρ = = $7{,}85\cdot10^3$ кг/м^3.

Критическая температура охрупчивания стали 20 определена по формуле (3.3) [7] и составляет $T_* \approx -140$ °С.

2. Результаты проведенных испытаний образца из углеродистой стали 20

№ испытания	Время полива жидкого азота в коррозионный надрез t, с	Температура T, °С		Результат по запуску режущей трещины от удара молотком
		рассчетная	измеренная	
1	10	–76,9	~ –75	Не запущена
2	20	–83,1	~ –82	
3	30	–85,9	~ –88	Запущена

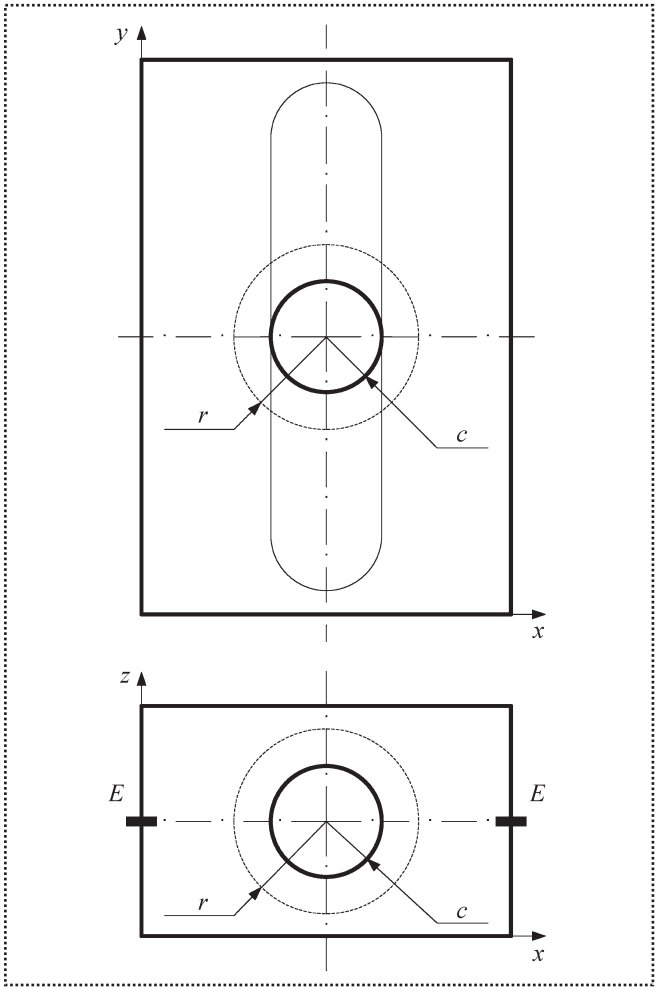


Рис. 4. Модель исследуемого металлического образца

Запуск режущей трещины производили в образце, помещенном всей поверхностью на бетонном основании, импульсным воздействием (ударом слесарного молотка) сверху в надрез. Температуру металла измеряли мультиметром по нестабильным показаниям цифрового индикатора (±2 °С).

Анализ экспериментальных результатов (см. табл. 2) показал, что запуск высокоскоростной трещины по трассе резания, полученной методом КАРМ, возможен в условиях квазихрупкого разрушения при температурах выше критической температуры охрупчивания $T > T_*$.

Вывод

1. С созданием нового инструмента получены научные и технологические основы применения процессов:

■ КАРМ для формирования любой конфигурации трасс разделки металлических конструкций при утилизации, а также при разрезании металла вообще (в том числе при ремонте инженерных сооружений);

■ электролитического раскроя разрезаемого металла взамен традиционных способов от простого кернения до сложной лазерной разметки;

■ использования режущих свойств трещины — инструмента высокоскоростного, не производящего стружки, не требующего заточки, пригодного для сплавов любой прочности.

Проблему многократного увеличения производительности способа разделки металлических конструкций решают на основе запуска высокоскоростной трещины по коррозионному надрезу при использовании жидкого азота.

2. При перспективном применении нового инструмента установленная теоретическая зависимость параметров позволяет сразу выйти на необходимый экономичный режим, в том числе по расходу жидкого азота.

На основе полученной теоретической зависимости также возможно разработать номограмму для использования в практике производственниками: технологами, мастерами, бригадирами.

3. Оригинальность и новизна полученных результатов заключены в том, что исследования, проведенные в натуральном масштабе, являются базой для создания принципиально новой технологии.

Список литературы

1. **Саркисов А.А.** Стратегические подходы в решении проблем комплексной утилизации выведенного из эксплуатации Российского атомного флота в Северо-Западном регионе России (Краткое содержание стратегического мастер-плана) // Бюллетень "Вопросы утилизации АПЛ". 2004. № 2. С. 2–7.

2. **Шумков Н.И.** Проблемы вывода из эксплуатации и утилизации атомных подводных лодок // Проблемы вывода из эксплуатации и утилизации атомных подводных лодок. Тез. докл. междунар. науч. семинара "АПЛ-95" (19–22 июня 1995 г., Москва). С. 6–7.

3. **Шевченко И.** Экономическая эффективность утилизации вооружения и военной техники ВМФ // Морской сборник. 2004. № 6. С. 38–39.

4. **Патент** 2211122 RU, МПК 7 B 23 H 3 /00 (Россия). Способ нетепловой разрезки металла / Корниенко В.М. № 2001131258/02. Заявл. 19.11.2001. Опубл. 27.08.2003. Бюл. № 24.

5. **Корниенко В.М.** Технология разделки утилизируемых металлических конструкций // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2002. № 1. С. 27–31.

6. **Свидетельство** 9409 RU, МПК 6 B 23 H 3 /00 (Россия). Локальная камера для электрохимической разрезки металлических конструкций / Корниенко В.М., Каплин Ю.М., Опритов В.В. № 98112075/20. Заявл. 24.06.98. Опубл. 16.03.99. Бюл. № 3.

7. **Махутов Н.А.** Сопротивление элементов конструкций хрупкому разрушению. М.: Машиностроение, 1973. 200 с.

8. **Таблицы** физических величин: справочник / под ред. акад. И.К. Кикоина. М.: Атомиздат. 1976. 1008 с.

УДК 621.822.1: 621.89.2.27

А.В. Мишин, М.В. Зернин, *канд. техн. наук*
(Брянский государственный технический университет)

Конечно-элементная методика расчета динамически нагруженных подшипников скольжения с учетом отклонений формы рабочей поверхности от цилиндрической

Приведены основные соотношения метода конечных элементов, использованные для решения задач двумерной гидродинамики динамически нагруженных цилиндрических подшипников скольжения. Работоспособность алгоритма и программы продемонстрирована на серии тестовых примеров для статического и динамического нагружения подшипников. Приведены характерные примеры применения МКЭ для подшипников скольжения нескольких машин с отклонениями формы от цилиндрической: с различными типами канавок и с эллиптической расточкой.

Main finite element method formulations for 2D hydrodynamic of dynamically loaded cylindrical sleeve bearings are stated in the article. Efficiency of the algorithm and a program is shown on some test examples of bearings both for static and dynamic loading. Several typical finite element method applications for different sleeve bearings with discrepancies from cylindrical working surface (various grooves, elliptical boring) are presented.

Во многих машинах применяют подшипники скольжения (ПС), причем для улучшения их работоспособности часто на рабочих поверхностях формируют канавки, холодильники и прочие отклонения от номинально цилиндрической формы. Существует большое количество приближенных методов, позволяющих определить как различные интегральные показатели режима смазывания, так и некоторые поля (давления, потоки смазывающей жидкости и т.д.). Однако принимаемые в приближенных методиках допущения существенно снижают точность получаемых результатов. За рубежом для решения таких задач широко применяют метод конечных элементов (МКЭ). В нашей стране для решения подобных задач в основном применяются конечно-разностные методы, несмотря на то, что возможности конечно-элементных методов, на наш взгляд, более широкие. В настоящее время на кафедре "Динамика и прочность машин" Брянского государственного технического университета осваивают конечно-элементные методы расчета гидродинамики подшипников [1–2], основанные на публикациях [3–7]. Одним из направлений, расширяющим возможности подходов [3–7], является сравнительно просто реализуемый алгоритм учета отклонений формы поверхности подшипника от цилиндрической.

В общем случае решением гидродинамической задачи является функция давлений p, в некоторой области удовлетворяющая уравнению Рейнольдса

$$\nabla\left(\frac{\rho h^3}{12\mu}\nabla p\right)=\nabla\left(\rho h\overline{U}+\frac{\rho^2 h^3}{12\mu}\overline{F}_m\right)+\frac{\partial}{\partial t}(\rho h)+\rho v,$$

где μ, ρ – динамическая вязкость и плотность смазывающей жидкости соответственно;

h – толщина смазочного слоя;

$\overline{U}$ – скорость относительного скольжения вала и втулки;

$\overline{F}_m$ – массовые силы;

ν – диффузия.

Уравнение Рейнольдса дополняется заданным граничным условием на границе S, разделенной на отрезок S_p (ненулевой длины), где задано давление p и отрезок S_q и задана нормальная скорость

$$\overline{u}^n=\overline{u}\hat{n},$$

где $\overline{u}$ – средняя скорость жидкости;

$\hat{n}$ – внешняя нормаль.

Эквивалентная экстремальная задача имеет следующую формулировку [6]: найти функцию давлений p, удовлетворяющую заданным граничным условиям и минимизирующую функционал, имеющий смысл мощности

$$J=\int_A\left[\left(\frac{\rho h^3}{24\mu}\nabla p-\rho h\overline{U}-\frac{\rho^2 h^3}{12\mu}\overline{F}_m\right)\nabla p+\left(\rho\frac{\partial h}{\partial t}+h\frac{\partial\rho}{\partial t}+\rho\nu\right)p\right]dA+\int_{S_q}(\rho h\overline{u}^n)dS. \quad (1)$$

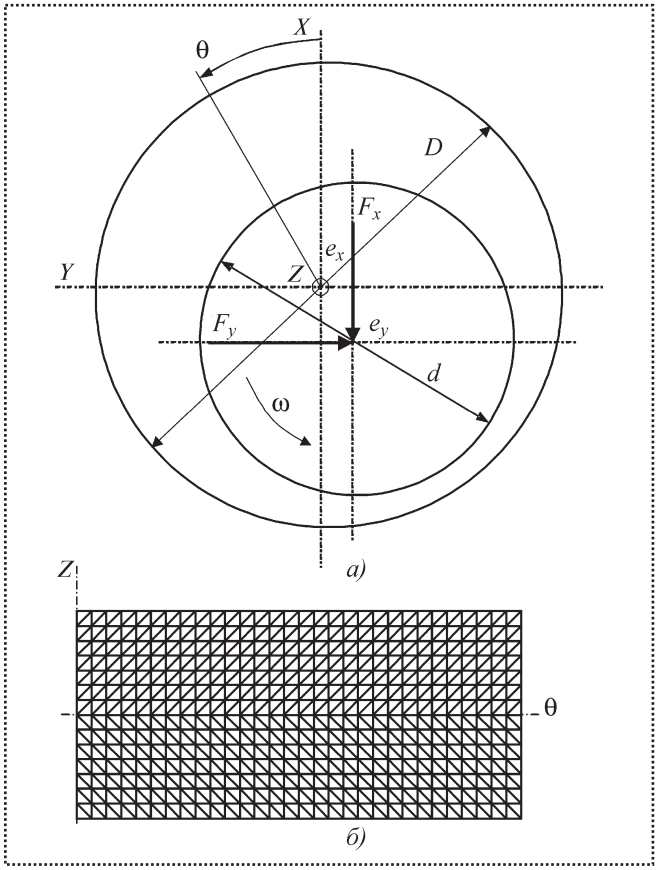


Рис. 1. Система координат для расчета цилиндрического подшипника (*а*) и пример разбивки области гидродинамического контакта на конечные элементы (*б*)

Дополнительно необходимо соблюдать условие неотрицательности давлений в узлах конечно-элементной сетки

$$p_i \geq 0. \qquad (2)$$

Таким образом, основная задача теории течения вязкой смазывающей жидкости в зазоре ПС сведена к задаче квадратичного программирования при наличии ограничений. Для цилиндрического ПС наряду с декартовой системой координат X, Y, Z применяется цилиндрическая система координат θ, Z, изображенная на рис. 1, *а*. Здесь также изображены диаметры вала d и расточки подшипника D, угловая скорость вращения вала ω, составляющие эксцентриситета e_x и e_y, составляющие F_x и F_y нагрузки на подшипник.

Область гидродинамического контакта дискретизирована на трехузловые конечные элементы – на рис. 1, *б* изображена конечно-элементная сетка развертки масляного слоя в координатах θ, Z. В пределах каждого конечного элемента все факторы: значения скоростей относительного движения поверхностей (в двух направлениях) $\overline{U}^x, \overline{U}^y$, массовых сил $\overline{F}_m^x$ и $\overline{F}_m^y$, скорости расширения масляного слоя (в направлении его толщины) $\frac{\partial \rho}{\partial t}$, скорости его сдавливания $\frac{\partial h}{\partial t}$ и диффузии ν выражены через их узловые значения при помощи интерполяционных функций $M_i(x, y)$. Подлежащие определению давления p внутри каждого элемента связаны с узловыми значениями p_i при помощи интерполяционных функций $N_i(x, y)$ соотношением $p = \{N\}^T\{p\}$.

Записав в функционал (1) вклад каждого отдельного конечного элемента и минимизировав полученную формулу, получаем [6] разрешимое относительно неизвестных узловых давлений уравнение

$$[K_p]\{p\} = \{Q\}, \qquad (3)$$

где $\{Q\}$ – вектор потоков (расходов) жидкости в узлах;

$[K_p]$ – матрица текучести, каждый коэффициент $K_{p_{ij}}$ которой имеет смысл потока жидкости в направлении соответствующей i-й степени свободы при единичном давлении в j-й степени свободы;

$\{p\}$ – вектор давлений в узлах.

В общем случае слагаемые выражения для вектора $\{Q\}$ вычисляются как произведение соответствующих матриц текучести на векторы кинематических или силовых воздействий и являются векторами узловых псевдопотоков (псевдорасходов), отражающими эти воздействия, а именно:

- от относительного скольжения поверхностей подшипника со скоростями среднего слоя $\overline{U}$;
- от массовых сил, действующих в направлении соответствующих осей;
- скорости расширения;
- скорости диффузии.

Кроме того, прибавляется вектор потоков q_i – внешних расходов через границу конечного элемента

$$\{Q\} = \{q\} - [K_{\overline{u}^x}]\{\overline{U}^x\} + [K_{\overline{u}^y}]\{\overline{U}^y\} + [K_{\overline{F}_m^x}]\{\overline{F}_m^x\} + [K_{\overline{F}_m^y}]\{\overline{F}_m^y\} + [K_\rho]\{\dot{\rho}\} + [K_\nu]\{\nu\}.$$

Смысл уравнения (3) таков: баланс потоков жидкости в каждой точке зазора формируется в результате относительного сдвига и сближения поверхностей, пространственной неоднородности

поля давлений, массовых сил, изменений плотности жидкости, неоднородной внешней диффузии.

В основу разработанного авторами алгоритма была принята методика, изложенная в работе [7], реализован алгоритм расчета траектории цапфы вала, давлений и потоков в слое смазывающей жидкости динамически нагруженного подшипника скольжения с применением треугольных конечных элементов. Имеет смысл подробнее изложить особенности разработанных нами двух элементов общего алгоритма, а именно: алгоритма обеспечения сходимости итерационного процесса при решении задач о динамическом нагружении ПС и алгоритма учета отклонений формы ПС от цилиндрической.

Задача о динамически нагруженном подшипнике решается как квазистатическая. Эксцентриситет цапфы в момент времени $t + \Delta t$ вычисляют путем экстраполяции эксцентриситета в момент t с использованием вычисленной скорости сдавливания в момент t. Этот процесс повторяется для полного цикла нагружения до тех пор, пока траектория вала не замкнется. Квадратичная задача с ограничениями решается относительно $m + 2$ неизвестных (m давлений и 2 составляющих скоростей сдавливания).

В качестве двух дополнительных уравнений используют уравнения равновесия цапфы вала

$$F_x = \{B_x\}\{p\};$$
$$F_y = \{B_y\}\{p\},$$

где F_x, F_y – компоненты нагрузки на подшипник;

$\{B_x\}$, $\{B_y\}$ – приведенные к узлам площади элементов.

Используемые для решения задачи о динамическом нагружении подшипника компоненты вектора скорости сдавливания поверхностей могут быть получены путем дифференцирования функции зазора по времени. Так, для подшипника с идеально цилиндрической рабочей поверхностью выражения для зазора и его производной по времени имеют вид

$$h = C - e_x\cos\theta - e_y\sin\theta;$$
$$\dot{h} = -\dot{e}_x\cos\theta - \dot{e}_y\sin\theta, \qquad (4)$$

где $C = (D - d)/2$ – радиальный зазор.

Любые отклонения геометрии подшипника от идеальной, например конусность, несоосность, канавки и т.д., могут быть учтены путем надлежащего изменения обоих выражений (4).

В матричном виде разрешающие уравнения динамической задачи записываются в виде

$$[K_p]\{p\} - [K_{\dot{h}}]\{\dot{h}\} = \{q\} - [K_{\bar{u}^x}]\{\overline{U}^x\} + [K_{\bar{u}_y}]\{\overline{U}^y\} +$$
$$+[K_{\bar{F}^x}]\{\overline{F}^x\} + [K_{\bar{F}^y}]\{\overline{F}^y\} + [K_{\dot{\rho}}]\{\dot{\rho}\} + [K_\nu]\{\nu\}; \qquad (5)$$
$$[B][p] = \{F\}.$$

Обозначим $[C]\{\dot{e}\} = [K_{\dot{h}}]\{\dot{h}\}$ и

$$\{Q\} = \{q\} - [K_{\bar{u}^x}]\{\overline{U}^x\} + [K_{\bar{u}^y}]\{\overline{U}^y\} + [K_{\bar{F}^x}]\{\overline{F}^x\} +$$
$$+[K_{\bar{F}^y}]\{\overline{F}^y\} + [K_{\dot{\rho}}]\{\dot{\rho}\} + [K_\nu]\{\nu\}.$$

Тогда (5) преобразуем к виду

$$[K_p]\{p\} - [C]\{\dot{e}\} = \{Q\}, \qquad (6)$$

$$[B][p] = \{F\}. \qquad (7)$$

Для учета ограничений (2) необходимо правильно определять границы зон давлений и кавитации. Матрицы и векторы (6) разбивают на блоки (показано условно)

$$[K_p] = \begin{bmatrix} K_{p11} & K_{p12} \\ K_{p21} & K_{p22} \end{bmatrix}, [C] = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix},$$
$$\{p\} = \begin{Bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{Bmatrix}, \{Q\} = \begin{Bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \end{Bmatrix},$$

где индекс 1 соответствует узлам, которые находятся в зоне давлений, 2 – кавитации. Метод основан на том факте, что при правильном определении двух областей должны выполняться соотношения:

$$\{p_2\} = 0, \qquad (8)$$

$$[K_{p11}]\{p_1\} = \{Q_1\}, \qquad (9)$$

$$[K_{p21}]\{p_1\} < \{Q_2\}, \qquad (10)$$

$$\{p\} > 0. \qquad (11)$$

Таким образом, задача сводится к отысканию такого разбиения на две области, при котором одновременно выполняются соотношения (7)–(11). Для этого используют следующий алгоритм:

1. В начальный момент времени выбирается нулевое приближение эксцентриситета e_{x_0}, e_{y_0}. В качестве этих значений Холланд [8] рекомендует следующие значения: $e_0 \approx 80$ % радиального зазора,

угол смещения цапфы вала принять равным углу приложения нагрузки в момент времени 0.

2. Для каждого момента времени решаем гидродинамическую задачу:

2.1. Каждый узел произвольным образом приписывается либо области 1, либо области 2. Для нестационарной задачи в качестве меры ускорения алгоритма разбиение узлов на подобласти берем из предыдущего шага по времени.

2.2. Вычисляем давления p и скорости изменения эксцентриситета $\dot{e}$ при помощи уравнений (7)–(9).

2.3. Проверяем условие (11) в узлах области 1. Все те узлы, в которых оно не выполняется, переводим в область 2.

2.4. Проверяем выполнение условия (10) в узлах области 2. Все те узлы, в которых оно не выполняется, переводим в область 1.

2.5. Если все условия выполняются, то решение на очередном временно́м шаге получено, в противном случае повторяем процесс с шага 2.2.

3. По полученным результатам шага 2 вычисляем узловые потоки [6], рассеиваемую мощность [7] и эксцентриситет на следующем временно́м шаге:

$$e_{x_{t+\Delta t}} = e_{x_t} + \dot{e}_x \Delta t;$$

$$e_{y_{t+\Delta t}} = e_{y_t} + \dot{e}_y \Delta t.$$

4. При прохождении полного цикла нагружения вычисляем невязку эксцентриситетов в начале цикла нагружения и в конце. При замыкании эксцентриситета с заданной точностью прерываем выполнение, иначе продолжаем вычисления с шага 2.

Траектория вала быстро замыкается, так как при неверном выборе начального приближения возникает несбалансированная реактивная сила, которая быстро сдвигает цапфу в требуемом направлении. Выполненная серия расчетов показала, что для определения траектории достаточно около трех итераций по циклу нагружения подшипника. Аналогичная сходимость наблюдается и при определении разбиения на зоны давлений и кавитации. Поскольку область подшипника, в которой давление положительно, обычно изменяется со временем очень медленно, при анализе динамического процесса на каждом шаге по времени приходится выполнять малое число итераций, за исключением первого шага, когда неизвестны даже приблизительные контуры границы.

Для проверки работоспособности алгоритма и программы были выполнены тестовые расчеты. Серия простейших примеров приведена в нашей работе [1]. Для случая приложения статической нагрузки к подшипнику наибольший интерес представляет сравнение результатов конечноэлементных расчетов и результатов исследований давлений в цилиндрических подшипниках скольжения, экспериментально исследованных К. Шпизем [9].

Параметры исследованных подшипников следующие: диаметр вала d = 99,985 мм; диаметр расточки D = 100,125 мм; динамическая вязкость масла μ = 0,0465 Па·с. Подшипники нагружены постоянной силой, направленной вертикально вниз.

К. Шпиз приводит [9] результаты измерений давления в срединной плоскости подшипников (координата $Z = 0$) при различных нагрузках и скоростях вращения вала. Результаты расчетов и эксперимента приведены для четырех вариантов на рис. 2. Сопоставляя эти результаты, можно заключить, что при сравнительно низких нагрузках на подшипник погрешность не превышает 10 %. При повышенных нагрузках начинают влиять деформирование поверхностей, неравномерность поля температур и вязкость жидкости. Максимальная погрешность расчета достигает 20 %. Причем не исключено, что в значительной мере погрешность определяется податливостью элементов самого датчика для измерения давлений. Чувствительный элемент датчика деформируется, зазор увеличивается и, как следствие, давление в этой локальной точке меньше того давления в подшипнике, которое было бы при отсутствии датчика. Вторым источником погрешности может быть принятое нами в расчетах допущение об абсолютной жесткости контактирующих поверхностей втулки и цапфы вала.

Нами выполнены более подробные расчетные исследования подшипника при угловой скорости вращения вала ω = 104,7 рад/с и при двух уровнях приложенной силы: 9818,9 Н (вариант 1) и 39275,6 Н (вариант 2). Кроме давлений в срединной плоскости подшипника конечноэлементный расчет позволяет определить всю эпюру давлений в подшипнике (рис. 3), распределения узловых потоков по торцу подшипника, границу зоны давления и кавитации. Эти подшипники нагружали постоянной силой, поэтому расчетная траектория центра вала, как и предполагалось, вырождается в точку. Рассчи-

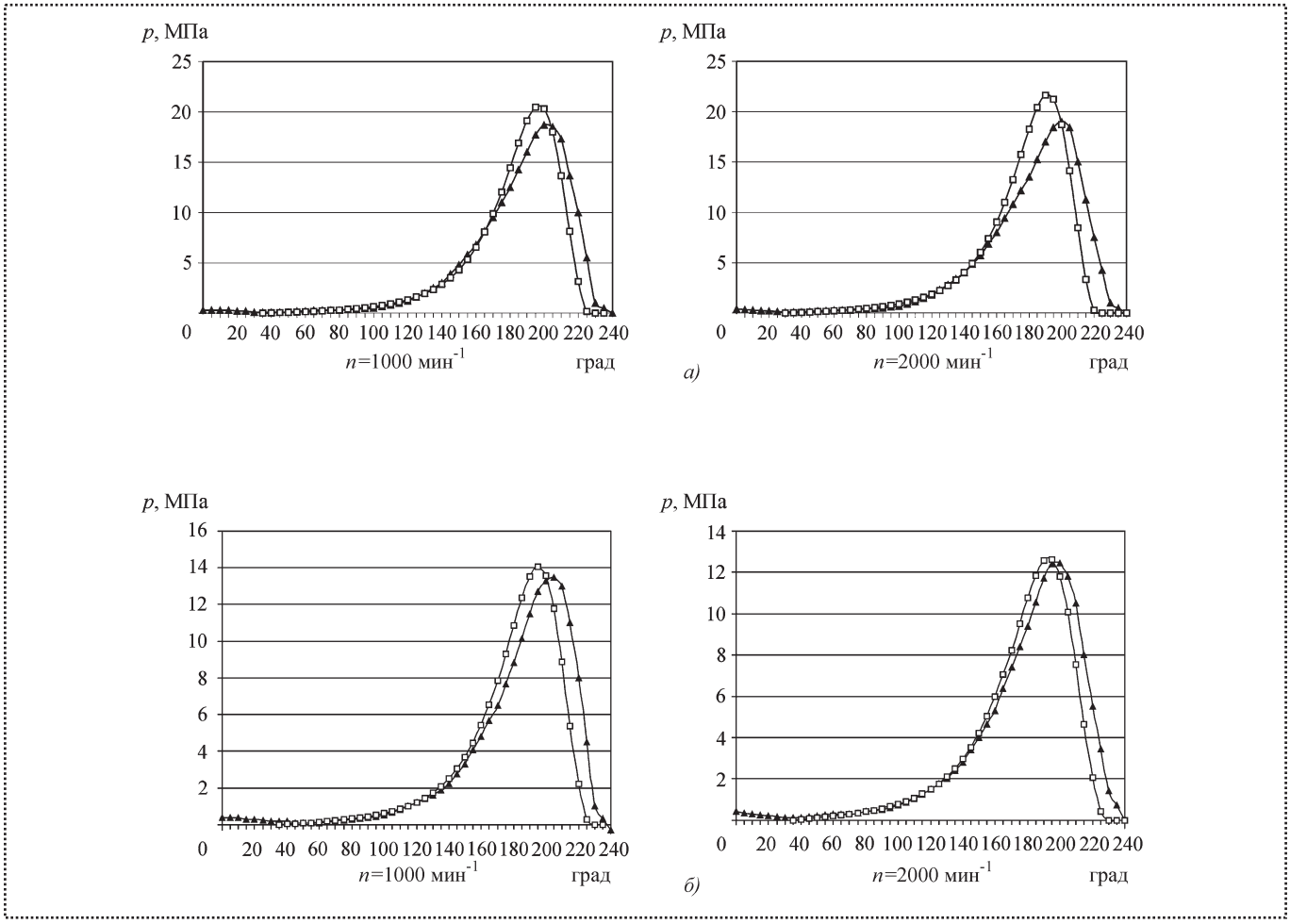


Рис. 2. Давления в ПС:
а – при средних давлениях [*p*] = 6 МПа; *б* – при средних давлениях [*p*] = 4 МПа; –□– расчетные; –▲– экспериментальные

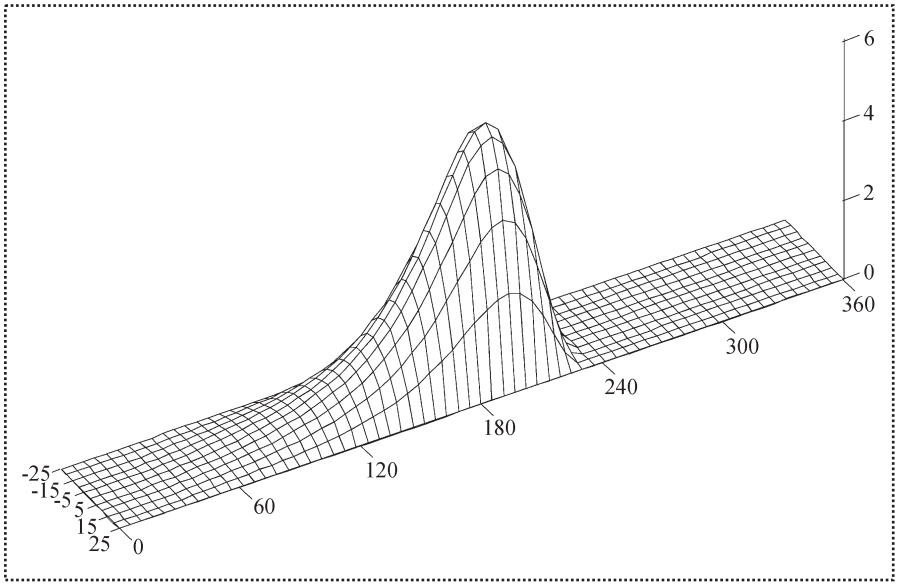


Рис. 3. Расчетное распределение давлений (МПа) в подшипнике, исследованном К. Шпизем (см. табл. 1, вариант 1)

танные эксцентриситеты (табл. 1) практически совпали с полученными экспериментально. Различие составило менее 0,1 %, как по самому эксцентриситету, так и по углу смещения вала от направления действия силы.

Для тестирования алгоритма при учете динамического характера нагружения был рассчитан шатунный подшипник (табл. 2) автомобильного двигателя фирмы "Mitsubishi Motor Company", для которого также проводили экспериментальные исследования, результаты которых приведены в работе [10]. Диаграмма нагрузки на этот подшипник приведена на рис. 4.

1. Результаты расчета подшипников, исследованных К. Шпизем

Параметр	Вариант 1	Вариант 2
Относительный эксцентриситет, ε	0,690	0,868
Угол смещения вала от линии действия силы, δ, °	41,71	27,00
Минимальный зазор, h_{min}, мм	0,021687	0,009251

2. Параметры расчета шатунного подшипника двигателя фирмы "Mitsubishi Motor Co"

Параметр	Значение
Ширина подшипника *B*, мм	25
Диаметр вала *d*, мм	59,928
Диаметр втулки *D*, мм	60
Динамическая вязкость смазки μ, Па·с	0,0367
Радиус кривошипа *R*, мм	33
Длина шатуна *l*, мм	119
Угловая скорость вращения кривошипа ω, рад/с	523,56
Сила *F*, Н	Переменная, циклическая (см. рис. 5)

Как видно из рис. 5, траектории, полученные расчетным путем и экспериментально [10], подобны. На одинаковых участках угла поворота коленчатого вала, где сила, нагружающая подшипник, практически постоянна (см. рис. 5), наблюдается стабилизация относительного эксцентриситета, что и должно происходить при данных условиях (сила постоянна и вращается). На участках, где сила возрастает и снижается, соответственно наблюдается рост и снижение относительного эксцентриситета. В табл. 3 приведены основные результаты расчетного анализа этого подшипника. К сожалению, в статье [10] данные в численном виде и таком объеме не приведены, но по приведенным результатам и анализу траекторий можно предполагать, что проведенные нами расчеты достаточно хорошо согласованны с экспериментальными не только качественно, но и количественно.

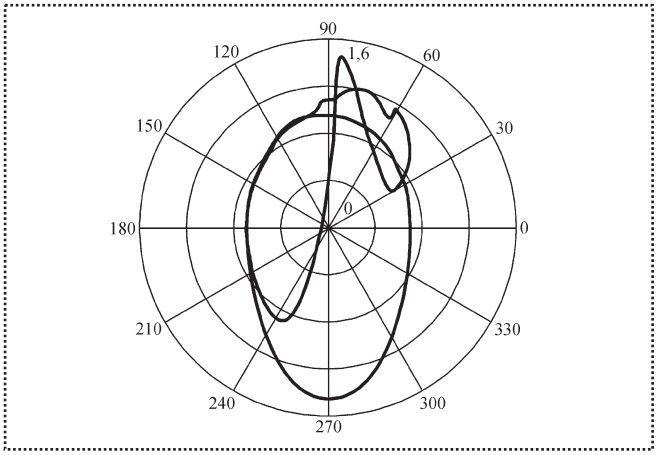


Рис. 4. Распределение нагрузки на шатунный подшипник [10^5 Н] двигателя фирмы "Mitsubishi Motor Co"

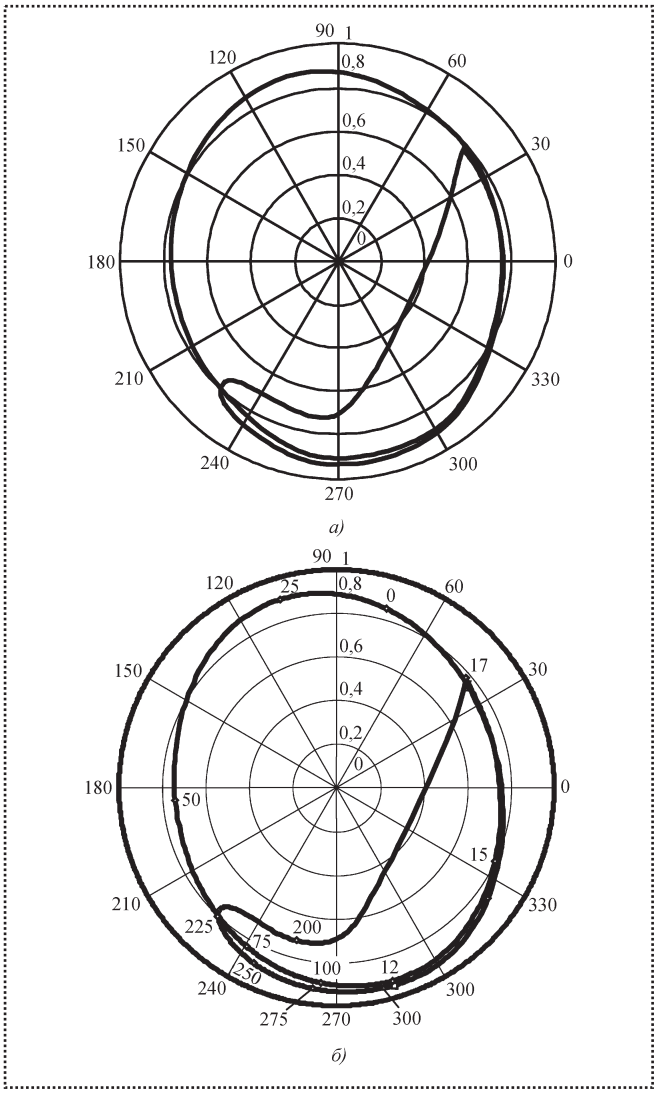


Рис. 5. Траектории центра вала (в относительных координатах) в шатунном подшипнике двигателя фирмы "Mitsubishi Motor Co": *а* – экспериментальная; *б* – расчетная

3. Результаты расчета шатунного подшипника двигателя фирмы "Mitsubishi Motor Co"

Параметр	Значение
Максимальный относительный эксцентриситет ε_{max}	0,9453
Угол положения точки максимального эксцентриситета $\theta\varepsilon_{max}$, °	196,27
Минимальный зазор h_{min}, мм	0,0019699
Максимальное давление в зазоре, МПа: • при максимальном эксцентриситете, $p_{max h\ min}$ • за весь цикл нагружения p_{max}	 447,1288 507,9551

Приведенные выше, а также другие тестовые расчеты позволяют сделать вывод о применимости реализованных алгоритмов для расчетов гидродинамики реальных динамически нагруженных опор скольжения. Нами выполнены расчетные исследования подшипников скольжения некоторых машин. Одними из первых были рассчитаны подшипники высоконапорной насосной установки УНП55-250, разрабатывавшейся на АО БМЗ [11]. При доводке установки предлагалось два типоразмера подшипника (варианты 1 и 2 в табл. 4). Кроме того, второй типоразмер предполагалось изготовлять в нескольких различных модификациях: гладкий; с канавками; с канавками, холодильниками и проточкой. Наличие канавок и прочих геометрических отклонений формы подшипника от идеальной легко учитывается в конечно-элементной модели путем изменения выражений (4). В узлах, входящих в область несовершенств, в узловое значение толщины смазочной пленки добавляется постоянная величина, равная глубине выемки.

Нагрузка на подшипник была получена по индикаторной диаграмме изменения давления на плунжер и анализа геометрии кривошипно-шатунного механизма (рис. 6). Основные результаты гидродинамических расчетов приведены в табл. 5. Траектории движения вала приведены на рис. 7 и 8. Видно, что гладкий вариант (вариант 2.1) модифицирования штатного исполнения (вариант 1) подшипника несколько снижает максимум давлений и повышает минимальное значение зазора, т.е. такая модификация целесообразна.

Последующие модификации (с канавками и проточками) уменьшают площадь поверхности

4. Параметры расчета подшипников установки УНП55-250, АО БМЗ

Параметр	Вариант 1	Вариант 2.1	Вариант 2.2	Вариант 2.3
Ширина подшипника B, мм	60	70		
Диаметр вала d, мм	110	92,21		
Диаметр втулки D, мм	110,04	92,25		
Динамическая вязкость смазки μ, Па·с	0,0277			
Радиус кривошипа R, мм	34			
Длина шатуна l, мм	245			
Угловая скорость вращения кривошипа ω, рад/с	43,039819			
Сила F, Н	Переменная, циклическая (см. рис. 7)			
Геометрические отклонения	Гладкий		Канавки 6×0,7 мм на 30, 150, 210 и 330 градусах	Канавки 6×0,7 мм на 30, 150, 210 и 330 градусах, два холодильника, 24×0,7 мм на 90 и 270 градусах, а также проточка 10×1,4 мм от –90 до 90 градусов

подшипника. Вследствие этого максимальные давления возрастают, минимальный зазор уменьшается. Недопустимым является вариант 2.3, так как минимальный зазор 0,7 мкм существенно меньше ячеек фильтра тонкой очистки, составляющих 5 мкм. В этом случае частицы, пропускаемые фильтром, будут оказывать абразивное воздействие на рабочие поверхности.

Рассмотрим подробнее отдельные результаты гидродинамических расчетов. Для гладких вариантов (варианты 1 и 2.1) подшипника (см. рис. 7) рассчитанные траектории идентичны по форме. Вид этих траекторий вполне объясняется характером

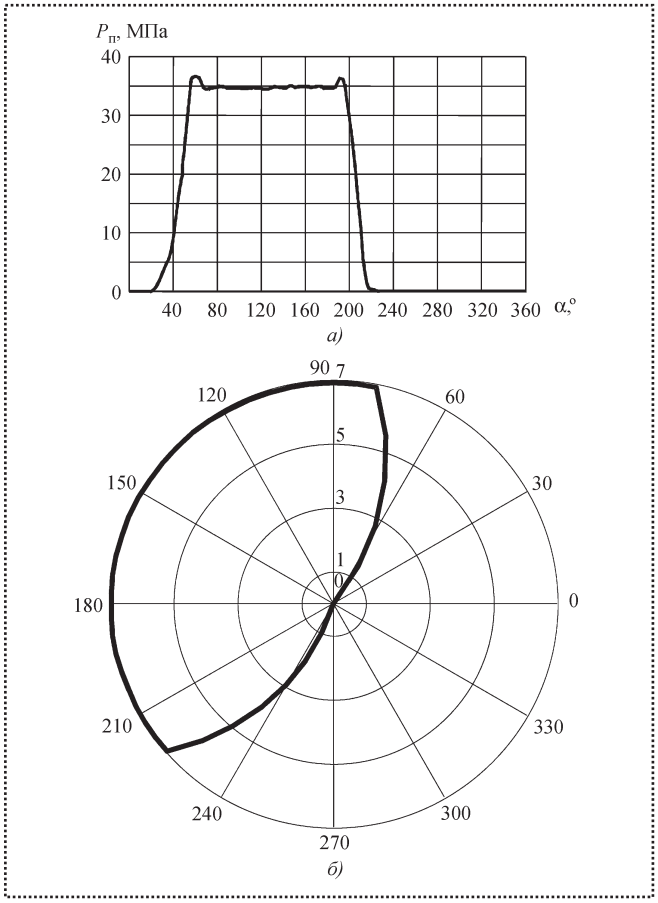


Рис. 6. Индикаторная диаграмма насосной установки УНП55-250:
а – давление на поршень; *б* – нагрузка на подшипник (10^5Н)

5. Результаты расчета подшипников установки УНП55-250, АО БМЗ

Параметр	Вариант 1	Вариант 2.1	Вариант 2.2	Вариант 2.3
Максимальный относительный эксцентриситет ε_{max}	0,6007	0,5137	0,6128	0,9648
Угол положения точки максимального эксцентриситета $\theta\varepsilon_{max}$, °	145,25	146,81	150,32	98,90
Минимальный зазор, h_{min}, мм	0,007987	0,009727	0,007744	0,0007031
Максимальное давление в зазоре, МПа:				
• при максимальном эксцентриситете $p_{max h\ min}$	16,023	16,378	18,561	62,217
• за весь цикл нагружения p_{max}	19,328	16,411	18,658	65,152

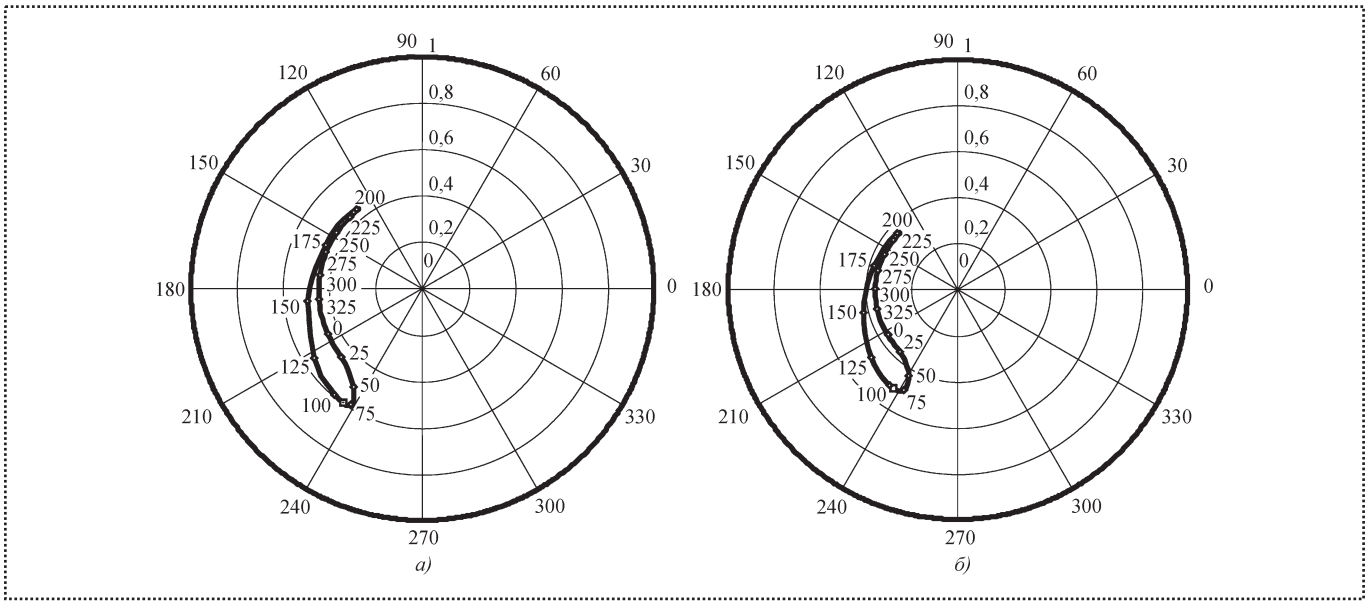


Рис. 7. Расчетная траектория центра вала (в относительных координатах) в шатунном подшипнике установки УНП55-250 (см. табл. 5)
а – вариант 1; *б* – вариант 2.1

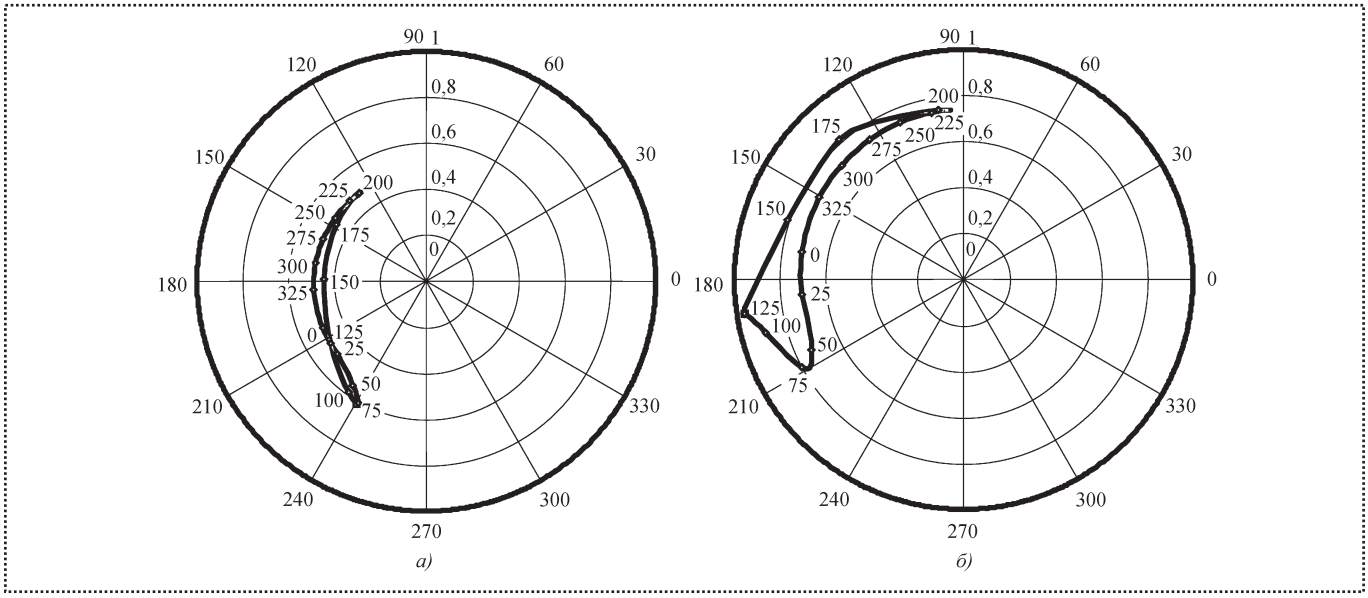


Рис. 8. Расчетная траектория центра вала (в относительных координатах) в шатунном подшипнике установки УНП55-250 (см. табл. 5):
а – вариант 2.2; *б* – вариант 2.3

5. Результаты расчета подшипников установки УНП55-250, АО БМЗ

Параметр	Вариант 1	Вариант 2.1	Вариант 2.2	Вариант 2.3
Максимальный относительный эксцентриситет ε_{max}	0,6007	0,5137	0,6128	0,9648
Угол положения точки максимального эксцентриситета $\theta\varepsilon_{max}$, °	145,25	146,81	150,32	98,90
Минимальный зазор, h_{min}, мм	0,007987	0,009727	0,007744	0,000703
Максимальное давление в зазоре, МПа				
• при максимальном эксцентриситете $p_{max h\ min}$	16,023	16,378	18,561	62,217
• за весь цикл нагружения p_{max}	19,328	16,411	18,658	65,152

кривой изменения приложенной нагрузки, изображенной на рис. 6, *б*. Распределение давлений в зазоре качественно соответствует распределению для всех гладких подшипников (см. рис. 3).

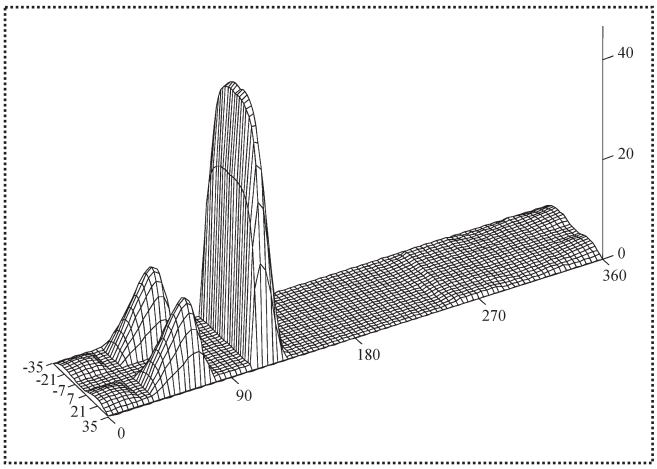


Рис. 9. Расчетное распределение давлений (МПа) в шатунном подшипнике установки УНП55-250, по варианту 2.3 (см. табл. 5)

На рис. 9 приведены эпюры давлений у подшипников с канавками и проточками (вариант 2.3). Эпюра давлений характеризуется очень высокими, по сравнению с другими вариантами исполнения, градиентами. В этих местах возможно появление в антифрикционном слое растягивающих компонент напряжений и, как следствие, возникновение повреждений усталостного характера.

Развивая идею учета геометрических отклонений от идеальной цилиндрической формы через изменения выражений (4), можно построить

6. Параметры расчета подшипников установки ГТК-10И

Параметр	Подшипники	
	№ 1	№ 2
Ширина подшипника *B*, мм	64	76
Диаметр вала *d*, мм	126,98	165,075
Диаметр расточки втулки *D*, мм	127,423	165,755
Динамическая вязкость смазки μ, Па·с	0,14	0,12
Угловая скорость вращения кривошипа ω, рад/с	4668,406683	
Сила *F*, Н	Переменная, циклическая	
	(см. рис. 11, *а*)	(см. рис. 11, *б*)
Геометрические отклонения	Эллиптический	
Эксцентриситет *e*, мм	0,0415	0,1235

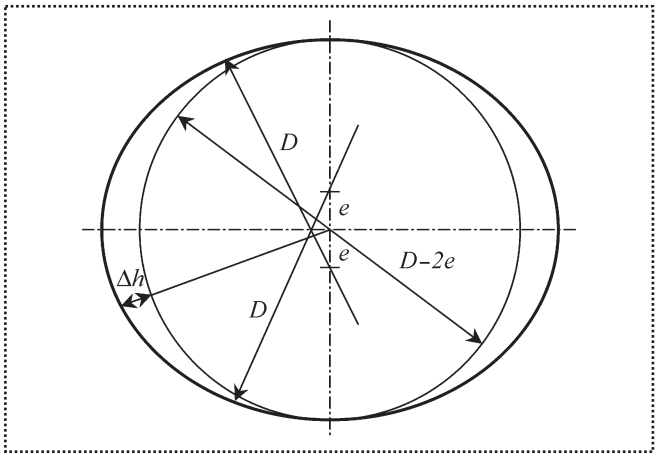


Рис. 10. Эллиптический подшипник скольжения

гидродинамическую модель для других типов отклонений формы от идеально цилиндрической. Например, для эллиптической расточки подшипника (рис. 10). Задавая в качестве описателей геометрии диаметр расточки вкладышей *D* и эксцентриситет *e* (по сути, половинную толщину вставки при выполнении операции растачивания), можно получить требуемые добавки по коррекции толщины пленки, учитывающие эллиптичность:

$$\Delta h(\theta) = \sqrt{e^2\cos^2(\theta) + \frac{D^2}{4} + De} - \frac{D}{2} - e\cos(\theta).$$

7. Результаты расчета подшипников установки ГТК-10И

Параметр	№ 1	№ 2
Максимальный относительный эксцентриситет ε_{max}	0,3644	0,3763
Угол положения точки максимального эксцентриситета $\theta\varepsilon_{max}$, °	248,17	253,63
Минимальный зазор h_{min}, мм	0,11	0,14
Максимальное давление в зазоре, МПа:		
• при максимальном эксцентриситете $p_{max h\ min}$	17,374	15,253
• за весь цикл нагружения p_{max}	19,351	16,011

В качестве примера расчета эллиптического подшипника были выбраны подшипники турбины высокого давления газотурбокомпрессора ГТК-10И. Эти подшипники эксплуатируют при высоких угловых скоростях (табл. 6) и, как следствие, при высоких инерционных нагрузках от некоторого нормированного остаточного дисбаланса ротора (рис. 11).

Траектории центра вала в данных подшипниках представляют собой овалы, расположенные вблизи центра подшипника (так как вектор нагрузки плавно изменяется и вращается вследствие влияния сил инерции) (рис. 12).

При высоких угловых скоростях вал стремится к центру подшипника, что наблюдается и в данном случае, поэтому значения максимального относительного эксцентриситета (табл. 7) остаются в пределах 40 % для обоих подшипников. Распределение давлений в зазоре принципиально отличается от цилиндрических подшипников наличием второго масляного клина (рис. 13). Фактически цапфы ротора удерживаются этими двумя масляными клиньями и совершают колебания вблизи центра подшипника. Тем самым достигается основная цель применения подшипников с эллиптической расточкой – снижение уровня вибраций неидеально сбалансированного ротора, вращающегося с высокой скоростью.

В целом можно констатировать, что нами освоена методика конечноэлементных расчетов гидродинамики подшипников скольжения, работающих как при статическом, так и при динамическом нагружении. В настоящее время проводится работа по учету в описанной модели таких факторов, как

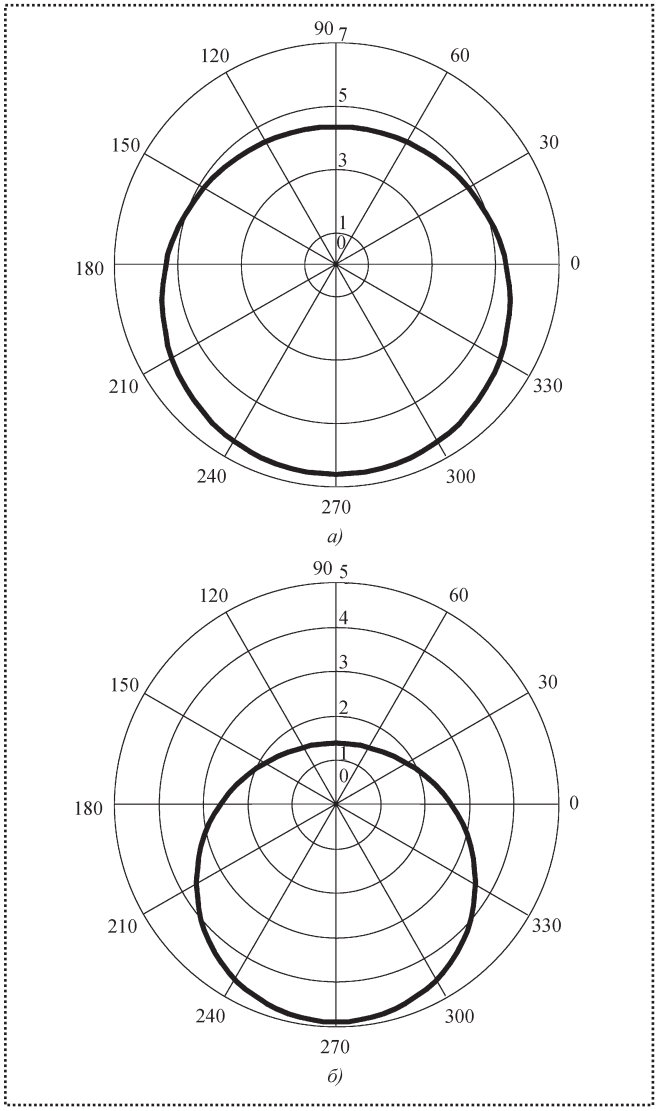


Рис. 11. Распределение нагрузки на подшипник 10^4Н установки ГТК-10И:
а – подшипник № 1; *б* – подшипник № 2

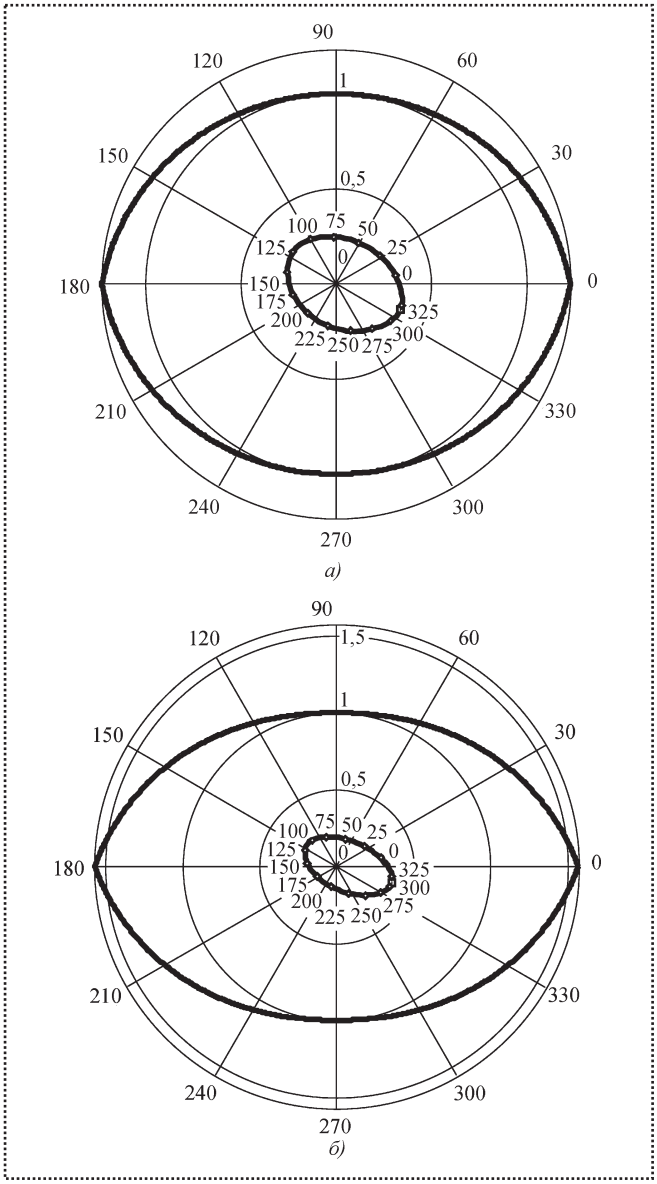


Рис. 12. Расчетная траектория центра вала (в относительных координатах) в подшипниках установки ГТК-10И:
а – подшипник № 1; *б* – подшипник № 2

упругая податливость подшипника, а также температурных эффектов.

Строящаяся модель учета упругости основана на методике, изложенной в [3–5]. Основная идея заключается в усложнении зависимости (4) для функции зазора

$$h = C - e_x \cos\theta - e_y \sin\theta + L(p), \qquad (12)$$

где $L(p)$ – оператор "податливостей", связывающий между собой значения перемещений и давлений в различных точках поверхности подшипника.

Использование в алгоритме формулы (12) превращает задачу в нелинейную. Для ее решения предполагается ввести дополнительный цикл определения истинной геометрии зазора на каждом временном шаге. При этом будет определяться распределение перемещений от текущего поля давлений и заново решаться описанная гидродинамическая задача.

Выводы

1. Освоена методика конечноэлементных расчетов гидродинамики подшипников скольжения, работающих как при статическом, так и при динамическом нагружении.

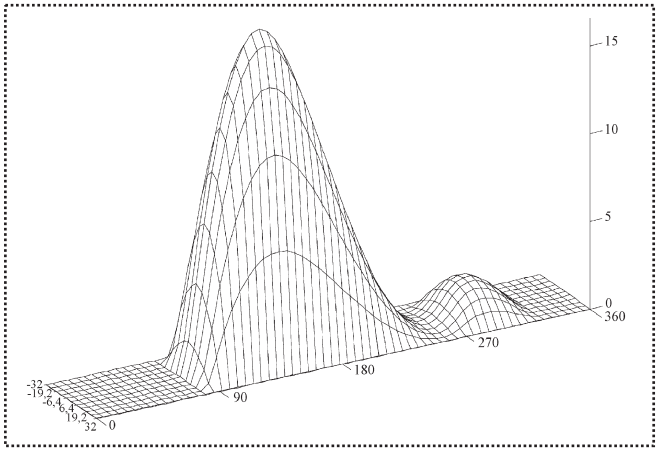


Рис. 13. Расчетное распределение давлений (МПа) в подшипнике № 1 установки ГТК-10И (см. табл. 7)

2. В статье подробно изложены элементы общего алгоритма, а именно алгоритма обеспечения сходимости итерационного процесса при решении задач о динамическом нагружении подшипников, и алгоритма учета различных отклонений формы ПС от цилиндрической.

3. Приведены примеры решения нескольких классов задач и по результатам сопоставления с экспериментами или расчетами других исследователей продемонстрирована работоспособность алгоритмов и программы.

Список литературы

1. **Рытик А.И., Зернин М.В.** Расчет методом конечных элементов давлений в зоне жидкостного смазывания поверхностей трения // Динамика и прочность транспортных машин: сб. науч. тр. / под ред. В.И. Сакало. Брянск, 2000. С. 137–143.

2. **Мишин А.В.** Расчет динамически нагруженных опор скольжения методом конечных элементов // Динамика, прочность и надежность транспортных машин: сб. научн. тр. Брянск, 2002. С. 174–182.

3. **Оу К.П., Хюбнер К.Х.** Расчет упругогидродинамических радиальных подшипников конечной длины // ТАОИМ. Сер. Проблемы трения и смазки. 1986. № 3. С. 81–93.

4. **Лабуф Г.А., Букер Д.Ф.** Динамически нагруженные радиальные подшипники с жесткими и упругими поверхностями. Конечно-элементный расчет // ТАОИМ. Сер. Проблемы трения и смазки. 1985. № 4. С. 72–83.

5. **Оу К.П., Генка П.К.** Решение упругогидродинамической задачи для динамически нагруженных шатунных подшипников // ТАОИМ. Сер. Проблемы трения и смазки. 1986. № 3. С. 70–76.

6. **Букер Д.Ф., Хюбнер К.Х.** Применение метода конечных элементов в теории смазки: инженерный подход // ТАОИМ. Сер. Проблемы трения и смазки. 1972. № 4. С. 22–33.

7. **Генка П.К.** Динамически нагруженные радиальные подшипники. Расчет методом конечных элементов // ТАОИМ. Сер. Проблемы трения и смазки. 1984. № 4. С. 10–20.

8. **Holland J.** Gleitlager in Kolbenmaschinen // MTZ. 1962. Vol. 23. № 7. P. 243–250.

9. **Spies K.H.** Druckaufbau im statisch belasten Gleitlager. Experimenelle Untersuchung. Dissertation. Karlsruhe: Der Universität Karlsruhe, 1975.

10. **Hiruma M., Furuhama S.** Measurement of the Journal Locus in the Con–Rod Big–End Bearing of an Automobile Gasoline Engine // ASME. Journal of Tribology. 1970. P. 137–146.

11. **Банщиков Ф.В., Зернин М.В., Рытик А.И., Бурак И.И.** Перспективность применения системного анализа для доводки узлов трения насосной установки УНП55-250 // Динамика и прочность транспортных машин: сб. научн. тр. / под ред. В.И. Сакало. Брянск, 2000. С. 119–124.

Уважаемые читатели!

Продолжается подписка
на научно-технический и производственный журнал
"УПРОЧНЯЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ И ПОКРЫТИЯ"

Подписные индексы по каталогам:
"Роспечать" – **85159**, "Пресса России" – **39269**, "Почта России" – **60252**.

Подписку на журнал можно оформить с любого номера в любом отделении связи или непосредственно в издательстве по адресу:
Россия, 107076, Москва, Стромынский пер., д. 4,
ОАО "Издательство "Машиностроение"

Тел.: (495) 269-66-00 *(отдел реализации),* **(495) 268-40-77** *(редакция);*
e-mail: realiz@mashin.ru utp@mashin.ru

УДК 621.83(038)-00-20-82

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

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

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

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

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

Ч

Ч1	*r*	частота *f*
	e	friquency
	d	Frequenz *f*
	f	fréquence *f*
Ч2	*r*	частота *f* зацепления
	e	meshing frequency
	d	Eingriffsfrequenz *f*
	f	fréquence *f* de taillage
Ч3	*r*	часть *f* активной линии зацепления доплюсная
	e	approach contact
	d	Einlaufeingriff *m*
	f	contact *m* d'approche
Ч4	*r*	часть *f* активной линии зацепления заплюсная
	e	recess contact
	d	Auslaufeingriff *m*
	f	contact *m* de retraite
Ч5	*r*	червяк *m*
	e	worm
	d	Schnecke *f*
	f	vis *f*
Ч6	*r*	червяк *m* архимедов, червяк ZA
	e	Archimede's worm
	d	Spiralschnecke, ZA schnecke
	f	vis *f* d'Archimède, vis *f* tangente ZA
Ч7	*r*	червяк *m* глобоидный
	e	Hourglass [enveloping, globoikal] worm
	d	Globoidschnecke *f*
	f	vis *f* globique
Ч8	*r*	червяк *m* конволютный
	e	convolute worm
	d	Konvoluten-schnecke *f*
	f	vis *f* à convolute
Ч9	*r*	червяк *m* левый (левозаходный)
	e	left-hand worm

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

	d	linksgängige Schnecke *f*
	f	vis *f* sinistrorsum (à filet à gauche)
Ч10	*r*	червяк *m* многозаходный
	e	multi(ple)-threaded worm
	d	mehrgängige Schnecke *f*
	f	vis *f* multifilet (à pas multiple)
Ч11	*r*	червяк *m*, образованный конусом, червяк ZK
	e	Worm ground by cone whell
	d	ZK–Schnecke *f*
	f	vis *f* tangente ZK
Ч12	*r*	червяк *m*, образованный тором, червяк ZT
	e	worm ground by toroidal whell
	d	ZT–Schnecke *f*
	f	vis *f* tangente ZT
Ч13	*r*	червяк *m* однозаходный
	e	single-thread(ed) worm
	d	eingängige Schnecke *f*
	f	vis *f* à pas simple
Ч14	*r*	червяк *m* правый (правозаходный)
	e	right-hand worm
	d	rechtsgängige Schnecke *f*
	f	vis *f* dextrorsum (à filet à droite)
Ч15	*r*	червяк *m* самотормозящий
	e	self-decelerating worm
	d	selbsthemmende Schnecke *f*
	f	vis *f* irréversible
Ч16	*r*	червяк *m* спироидный
	e	spiroid worm
	d	Spiroidschnecke *f*
	f	vis *f* spiroïde
Ч17	*r*	червяк *m* с прямолинейным профилем витка, червяк ZN1
	e	thread-convolute worm
	d	Schnecke *f* mit trapezförmigem Zahnprofil, ZN1–Schnecke *f*
	f	vis *f* tangente ZN1
Ч18	*r*	червяк *m* с прямолинейным профилем впадины, червяк ZN2
	e	thread-space convolute worm
	d	Schnecke *f* mit trapezförmigem Zückenprofil *n*, ZN2–Schnecke *f*
	f	vis *f* tangente ZN2
Ч19	*r*	червяк *m* цилиндрический
	e	cylindrical worm
	d	Zylinderschnecke *f*
	f	vis *f* sans fin cylindrique
Ч20	*r*	червяк *m* эвольвентный, червяк ZE
	e	involute worm
	d	Evolventen Schnecke *f*, ZE–Schneche *f*
	f	vis *f* sans fin en développante, vis *f* tangente ZE
Ч21	*r*	число *n* витков (червяка)
	e	number of threads, number of snarts
	d	Gangzahl *f*, Zähnezahl *f* der Schnecke *f*
	f	nombre *m* de filets
Ч22	*r*	число *n* зубьев
	e	number of teeth, teeth number
	d	Zähnezahl *f*
	f	nombre *m* de dents
Ч23	*r*	число *n* зубьев измерительное
	e	measuring teeth number
	d	Meßzähnezahl *f*
	f	nombre *m* de dents à mesurer
Ч24	*r*	число *n* зубьев инструмента
	e	number of teeth of the tool
	d	Weikzeugzahnezahl *f*
	f	nombre *m* de dents d'outil
Ч25	*r*	число *n* зубьев минимальное
	e	smallest number of teeth, minimum tooth number
	d	untere Grenzzähnezahl *f*
	f	nombre *m* de dents minimum

(Продолжение следует.)

Ордена Трудового Красного Знамени ОАО "Издательство **"Машиностроение"**, 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Учредитель ООО "Издательство Машиностроение – 1".
Адрес электронной почты издательства: **E-mail: mashpubl@mashin.ru**; редакции журнала: **sborka@mashin.ru; www.mashin.ru**
Телефон редакции журнала: (495) 268-38-42; тел./факс (495) 268-85-26; факс 269-48-97.
Дизайнер *Погорелова Т.Н.* Технический редактор *Тупталов С.Ю.* Корректоры *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 10.12.07 г. Подписано в печать 21.01.08 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 7,51. Заказ 70. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ОАО "Издательство "Машиностроение".
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, д. 15.