ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

6 2007 (83)

СОДЕРЖАНИЕ

Современные технологии сборки

Антонюк В.С., Выслоух С.П., Филиппова М.В. Автоматизированное проектирование технологических процессов сборки изделий приборостроения . . . 3

Абрамов К.Н. Вопросы обеспечения точности изделий вспомогательного производства на основе анализа сборочных размерных цепей . . . 6

Симаков А.Л., Житников Б.Ю., Захарова Е.В. Метод стабилизации траектории движения деталей при автоматизированной установке уплотнений . . . 9

Сборочное оборудование и его элементы

Рябов Г.К., Ганькова Т.А., Заплаткин А.А. Проектирование автоматического клиноременного вариатора с учетом сборки и регулировки . . . 14

Технологическая оснастка для сборки

Житников Б.Ю., Тюрина И.В. Влияние осевых сил затяжки на точность групповых резьбовых соединений многошпиндельными завинчивающими устройствами нового класса . . . 17

Сборочно-сварочные работы. Пайка

Бондарь А.В. Повышение качества сварных соединений в процессе сборки . . . 20

Питание сборочных линий

Харькин О.С., Дроботов А.В., Кристаль М.Г., Безрукова Т.В. Модель струйного сортировочного устройства . . . 23

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Штриков Б.Л., Шуваев И.В. Повышение качества резьбовых соединений путем применения ультразвука . . . 25

Заверняев Б.Г., Курис Э.В., Щеглов М.В. Диагностика точности ступенчато-регулируемого привода . . . 32

Ситников В.Ф. Метод повышения надежной эксплуатации дизельных силовых установок . . . 38

Глухова Л.В. Управление качеством функционирования информационных систем сборочных производств . . . 41

Разборка. Ремонт

Кожушко Г.Г., Савинова Н.В., Ямпольский Д.А., Рыбак Г.Ю. Влияние конструктивных элементов на напряженно-деформированное состояние мостового крана . . . 47

Подготовка специалистов

Чистоклетов Н.Ю. Менеджмент качества научной деятельности вуза . . . 50

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.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикаций трудов соискателей ученых степеней.
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.П. БУЛГАКОВ
А.Д. ДОРОХОВ
В.В. МИКИТЯНСКИЙ
Н.Н. ПАНАСЕНКОВ

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
В.Ф. КУЗЬМИН
Б.Н. МАРЬИН
В.И. ШПОРТ

ОМСК
В.Н. КОСТЮКОВ

ОРЕЛ
Ю.С. СТЕПАНОВ
Г.А. ХАРЛАМОВ

ОРЕНБУРГ
В.А. БОНДАРЕНКО
А.П. ФОТ

РЫБИНСК
В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ
В.В. НЕПОМИЛУЕВ
А.Н. СЕМЕНОВ

САМАРА
Ю.А. ВАШУКОВ
В.А. НИКОЛАЕВ
Б.Л. ШТРИКОВ

ТОЛЬЯТТИ
А.И. РЫЖКОВ
Б.Ф. ХАЗОВ

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
Е.В. ШАЛОБАЕВ

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", 2007

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

6 2007 (83)

CONTENTS

Modern Technologies in Assembly

Antonouk V.S.,Vysloux S.P., Filippova M.V. Automated design of technological instrumentmaking assembly process . . . 3

Abramov K.N. Questions of maintenance of accuracy of products of auxiliary manufacture on the basis of analysis of assembly dimensional circuits . . . 6

Zhitnikov J.Z., Simakov A.L., Zaharova E.V. Realization of the method stabilizating trajectory with automated seals installation. . . . 9

Production Tools and Machinery for Assembly

Ryabov G.K., Gan'kova T.A., Zaplatkin A.A. Optimum designing of control system of automotive belt variator, its assembly debugging and regulation . . . 14

Technological Equipment for Assembly

Zhitnikov B.U., Turina I.V. Substantiation of errors of axial forces of an inhaling of group carving connections multi spindles screwed up devices of a new class. . . . 17

Assembly Welding Works. Solder

Bondar A.V. Improvement of quality system and technological methods of quality assurance and reliability of science-intensive products in mechanical engineering industry . . . 20

Feed of Assembly Lines

Kharkin O.S., Drobotov A.V., Kristal M.G., Bezrukova T.V. Model of the jet sorting device . . . 23

Quality Assurance. Testing. Monitoring

Shtrikov B.L., Shuvaev I.V. Improvement of quality of carving connections by application ultra sound . . . 25

Zavernyaev B.V., Kuris E.V., Sheglov M.V. Diagnostics of accuracy regularization a drive . . . 32

Sitnikov V.F. Information redundancy as a method of increase of reliable operation of diesel power-plants . . . 38

Gluhova L.V. Quality management of functioning of information systems of assembly manufactures . . . 41

Dismantling. Repair

Kozhushko G.G., Savinova N.V., Yampolsky D.A. Influence of constructive elements on the is intense-deformed condition of the bridge crane . . . 47

Preparation of Experts

Chistokletov N.J. Quality management of scientific activity of high school . . . 50

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.

The Journal is among those approved by AAC RF for dissertation publication.

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
BULGAKOV V.P.
DOROKHOV A.F.
MIKITIANSKI V.V.
PANASENKOV N.N.

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
KUZMIN V.F.
MARJIN B.N.
SCHPORT V.I.

OMSK
KOSTIUKOV V.N.

OREL
STEPANOV Yu.S.
KHARLAMOV G.A.

ORENBURG
BONDARENKO V.D.
FOT A.P.

RYBINSK
BEZIAZYSHNY V.F.
NEPOMILUEV V.V.
SEMENOV A.N.

SAMARA
VASHUKOV Yu.A.
NIKOLAEV V.A.
SCHTRIKOV B.L.

TOLIATI
KHAZOV B.F.
RYZHKOV A.I.

ST.-PETERSBURG
SHALOBAEV E.V.

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", 2007

УДК 658.512:621.9

В.С. Антонюк, *д-р техн. наук,* **С.П. Выслоух**,*канд. техн. наук,*
М.В. Филиппова *(Национальный технический университет Украины "Киевский политехнический институт")*

Автоматизированное проектирование технологических процессов сборки изделий приборостроения

Рассмотрены вопросы создания системы автоматизированного проектирования технологических процессов сборки на основе классификации оптико-механических изделий и создания групповых процессов их составления.

The questions of development of the system of the automation planning of technological processes of assembling works are considered on the basis of classification of optikomechanical wares and creation of processes of groups of their drafting.

Растущая конкуренция, сложность выпускаемой продукции требуют от производства сложных наукоемких изделий проведения реструктуризации и внедрения новых информационных технологий.

Автоматизация инженерного труда на основе широкого и эффективного использования ЭВМ является одним из элементов автоматизации современного производства, охватывающего весь производственный цикл, – от разработки нового изделия, его сборки, реализации и до сервисного обслуживания.

Необходимость автоматизации труда инженера связана с постоянным ростом объемов и темпов выпуска изделий приборостроения и с сокращением материальных расходов на их изготовление, что обусловлено жесткими требованиями к качеству и гибкости приборостроительного производства. Осуществление этих требований стало возможным на основе широкого использования вычислительной техники на всех этапах производства.

Непрерывное производство современных изделий, постоянно повышающиеся требования к надежности, качеству и технико-экономическим показателям, необходимость сокращения сроков разработки изделий, уменьшения их трудоемкости и стоимости, а также повышения эффективности труда инженеров-проектировщиков, конструкторов и технологов являются основами для создания и внедрения систем автоматизации проектирования.

В работах А.П. Гавриша, Н.Н. Капустина, В.М. Корсакова и других ученых рассмотрены вопросы разработки и информационного описания технологических процессов сборки как одного из этапов в процессе разработки нового изделия, развития методов автоматизации их проектирования. В них также приведены результаты исследований, направленных на технологическое обоснование проектных решений и оптимизацию технологического процесса сборки на основе структурно-логических или теоретических моделей процесса сборки. Однако там недостаточно полно изложены методы автоматизированного формирования самих моделей. Пути к решению данной проблемы рассмотрены в работах В.В. Павлова и Б.Е. Челищева. В них сформулированы технологические свойства конструкции изделия, а их влияние на порядок установления деталей представлено в виде условий доступа и базирования.

Современные исследования А. Гонсалеса-Сабатера, В.М. Давигоры, В.А. Пасечника и В.М. Коренькова направлены на теоретическое обоснование структуры проектирования, разработку информационных моделей объектов производства и производственных процессов, формализированное представление проектных процедур, а также создание методов их выполнения.

Технологическая подготовка процесса сборки в данный момент выражена в недостаточно формализированных знаниях. Также малое внимание уделяют информационному наполнению разработанных моделей и усовершенствованию методов идентификации структуры объекта и процесса сборки, необходимых для автоматизированного проектирования технологических процессов.

Последнее стало основанием для создания компьютерных информационных систем управления и обеспечения информацией нового типа, охваты-

1. Схема построения группового технологического маршрута

Наименование изделия	Операции комплексного маршрута																		
	Комплектовочная	Подготовительная	Притирочная	Промывочная	Чистка оптики	Регулировочная	Сборочная 1	Юстировочная	Эпиламирование	Промывочная	Сборочная 2	Проверка	Сверлильная	Промывочная	Склеивальная	Сборочная	Контрольная	Испытательная	Маршрутная
Объектив 1	X	X	–	X	X	–	X	–	–	–	X	–	–	X	X	X	X	X	X
Объектив 2	X	X	–	X	X	–	X	X	–	–	X	X	–	–	–	–	X	–	X
Окуляр 1	X	X	X	–	X	X	X	–	–	X	–	X	–	–	–	X	X	–	X
Окуляр 2	X	X	X	X	X	–	X	–	X	X	X	X	X	X	–	–	X	–	X

Обозначения: X – операция производится; – операция не производится.

вающих весь жизненный цикл изделий, т.е. CALS-систем [1]. На решение данных вопросов ориентирована и современная украинская наука. На кафедре производства приборов Национального технического университета Украины "Киевский политехнический институт" идут работы по созданию систем сквозного компьютеризованного проектирования изделий приборостроения. Особенностью таких систем является интеграция систем автоматизированного конструкторского и технологического проектирования.

Одним из наиболее важных этапов в процессе создания новых конкурентоспособных приборов, отвечающих требованиям надежности, качества и срока использования, является этап технологического обеспечения эксплуатационных показателей изделий [2, 3].

Классификация приборов и их сборочных единиц – основа для разработки группового технологического процесса сборки. На ее основе создается процесс, который позволяет собирать любую сборочную единицу из определенной группы деталей без значительных отклонений от общей технологической схемы. Решение этой задачи облегчается тем, что уже при классификации изделий учитываются возможные методы сборки каждого из них, что обеспечивает получение готовой сборочной единицы.

При разработке групповых процессов исходят из того, что последовательность технологических операций в групповом маршруте или переходе должна обеспечивать сборку любой сборочной единицы из данной группы в соответствии с чертежом и с техническими требованиями на изделие.

Схема построения группового технологического процесса на основе комплексного маршрута приведена в табл. 1. Представление групповой операции и группового процесса в виде матриц $P = (p_{ij})$ и $T = (t_{ij})$ объясняется удобством их обработки на ЭВМ. Матрицы P строятся по правилу

$$p_{ij} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix},$$

где $p_{ij} = 1$ – j-й переход (операция) выполняется при сборке i-го изделия; $p_{ij} = 0$ – иное.

Здесь первая функция связана с единичными параметрами матрицы, а вторая – с нулевыми. Тогда по параметрам $\sum_i$, $\sum_j$ (суммы элементов матрицы по столбцам и строкам) можно сделать вывод о целесообразности включения в групповую операцию j-го перехода или i-го изделия.

Матрицы соответствий для любого комплексного маршрута строятся по правилу

$$t_{ij} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix},$$

где $t_{ij} = 1$ – j-й переход (операция) выполняется при сборке i-го изделия; $t_{ij} = 0$ – в другом случае.

Наибольшее распространение при автоматизированном проектировании получил метод структурного синтеза, который базируется на использовании решений матриц и относится к методу выбора вариантов из обобщенной структуры.

На основе обобщенного маршрута изготовления изделий определенной группы осуществляют выбор операций сборки прибора.

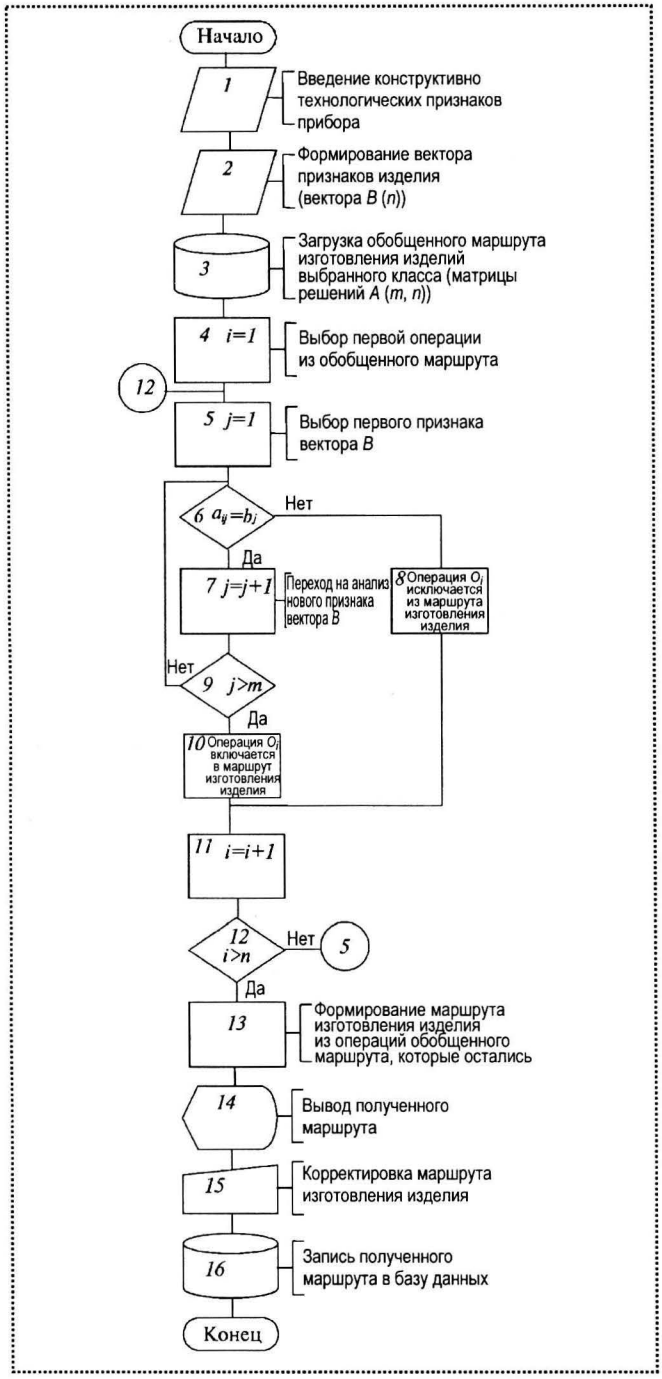


Рис. 1. Блок-схема алгоритма выбора операций из обобщенного технологического маршрута изготовления приборов:
1...16 – последовательность операций

Для этого вначале определяют классификационную группу изделий, а исходя из нее – соответствующий обобщенный технологический маршрут. Далее в диалоговом режиме вводят признаки изделия, и на их основе – вектор, который используют для выбора операций из таблицы решений, соответствующих выбранной классификационной группе. Алгоритм выбора операций из обобщенного маршрута приведен на рис. 1.

Согласно этому алгоритму последовательно сравнивают значения вектора признаков B с соответствующими значениями признаков матрицы решений. При их совпадении операция O_i включается в маршрут изготовления изделия. Сформированный маршрут сборки при необходимости можно подвергнуть корректировке технологической параметрической настройкой. Он служит основой для автоматизированного проектирования технологических процессов сборки.

На основе разработанной классификации и обобщенных технологических процессов создана автоматизированная система проектирования технологических процессов сборки оптико-механических изделий "ОПТИК". Ее базы данных разработаны с использованием технологических процессов сборки оптико-механических изделий, применяемых на одном из приборостроительных предприятий г. Киева.

Интеграция разработанных технологических систем CAD-системами твердотельного моделирования позволяет осуществлять виртуальную сборку изделий на экране монитора и проектировать технологические процессы их сборки с формированием технологической документации в автоматизированном режиме. Таким образом, при создании технологического процесса сборки конкретного изделия с помощью системы твердотельного моделирования осуществляется его виртуальная сборка.

После успешной сборки изделия оно разбирается, а далее, в ходе его последовательной сборки, формируются операции и переходы технологического процесса в системе "ОПТИК". Путем переключения окон CAD-системы и технологической системы есть возможность одновременно проводить сборку прибора и формировать его технологический процесс.

Выводы

1. Анализ конструкций оптико-механических изделий и технологических процессов их изготовления позволил разработать групповые маршруты и групповые операции сборки указанных изделий.

2. Разработанная схема проектирования технологических процессов на основе групповых операций и маршрутов сборки оптико-механических изделий позволила создать систему автоматизированного

проектирования технологических процессов, содержащую базы данных операций, переходов и необходимого технологического оснащения.

3. Комплексное использование системы твердотельного моделирования конструкции изделия SolidWorks и системы автоматизированного проектирования технологических процессов сборки оптико-механических изделий "ОПТИК" позволяет повысить производительность труда технологов-проектировщиков в 2...2,5 раза.

4. Разработанная методика комплексного использования автоматизированных систем конструирования изделий и технологических процессов их сборки рекомендуется для использования на приборостроительных и машиностроительных предприятиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Белянин П.Н.** Управление проектами конструктивно и технологически сложных изделий на всем жизненном цикле (CALS-технологии) Справочник // Инженерный журнал. 1997. № 8. С. 35–38

2. **Корсаков В.С., Капустин Н.М., Темпельгоф К.-Х., Лихтенберг Х.** Автоматизация проектирования технологических процессов в машиностроении / под ред. Н.М. Капустина. М.: Машиностроение, 1985. 304 с.

3. **Кожина Т.Д., Солодов Д.В.** Компьютеризированная технология изготовления деталей как элемент комплексной автоматизации // Вестник Технологического университета Подолья. 2001. № 5. С. 137–140.

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

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

Произведен расчет размерных цепей для обоснования норм точности изделий вспомогательного производства. Рассмотрено применение автоматизированных систем при решении задач конструкторской и технологической подготовки производства.

Calculation of dimensional circuits is made for a substantiation of norms of accuracy of products of auxiliary manufacture. Application of the automated systems is considered at the decision of problems of design and technological preparation of manufacture.

В процессе конструкторской подготовки производства разрабатывается специальное оборудование, установочные приспособления, специальный режущий инструмент, разделительные и формообразующие штампы, оснастка для переработки пластмасс и др. Объем работ составляет более половины всех работ по подготовке производства. Это определяется относительной сложностью конструкций средств технологического оснащения, их разнообразием и высокой точностью. Даже для несложной детали, входящей в состав машины, необходимо спроектировать несколько единиц различной оснастки, от литейной или штамповой до установочных приспособлений и средств контроля. При этом точность средств технологического оснащения должна быть на порядок выше точности изготовляемой детали.

Возможность выполнения изделием своего служебного назначения определяется точностью размерных связей между его исполнительными поверхностями. Точность размерных связей реализуют на всех этапах создания изделия – от проектирования до сборки. При проектировании требуемая точность обеспечивается обоснованным назначением допусков на изготовление деталей.

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

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

Использование размерных расчетов для обоснования норм точности появляется в тех случаях,

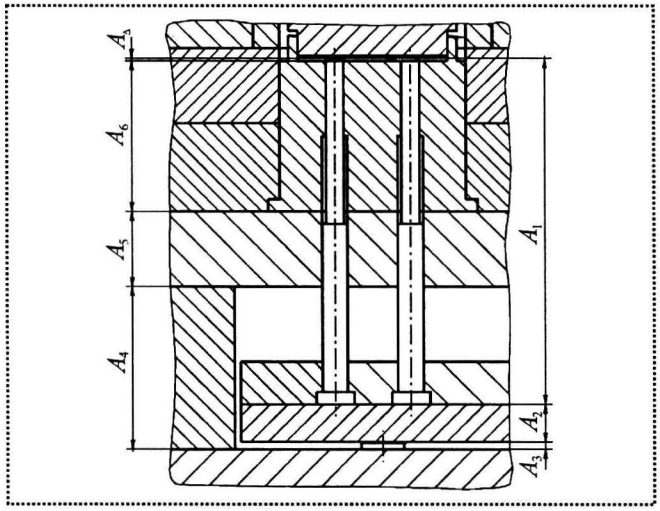


Рис. 1. Размерная цепь, определяющая совпадение рабочей поверхности толкателя с формообразующей поверхностью матрицы:
составляющие звенья: A_1 – длина толкателя; A_2 – толщина плиты толкателей; A_3 – высота упора; A_4 – толщина бруса; A_5 – толщина опорной плиты; A_6 – размер формообразующей вставки;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

когда формообразующие детали выполняют в виде составных вставок, размещаемых в обойме. Точность изготовления таких вставок может быть определена по размерной цепи, приведенной на рис. 2.

Проверим возможность получения требуемой точности из решения размерной цепи. В конструкторской документации указаны следующие размеры составляющих звеньев:

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

Исходя из условий работы пресс-формы (отсутствие облоя по стыкам между вставками), максимальное значение зазора между вставками не должно превышать 0,02 мм. Требуемое значение замыкающего звена – $A_\Delta = 0^{+0{,}02}$. При заданных значениях $A_1 \ldots A_6$ максимальное значение замыкающего звена A_Δ составляет 0,154 мм, т.е. допуски составляющих звеньев не обеспечивают требуемого значения замыкающего звена.

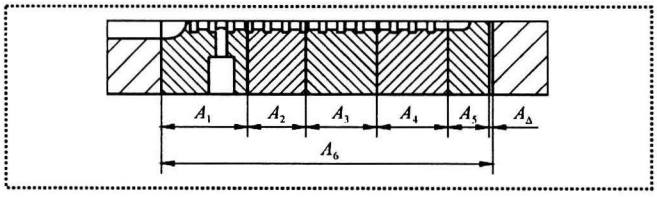


Рис. 2. Сборочная размерная цепь:
$A_1 \ldots A_5$ – размеры формообразующих вставок; A_6 – размер окна в плите; A_Δ – зазор между плитой и вставками (замыкающее звено)

Для обеспечения требуемой точности замыкающего звена методом *полной взаимозаменяемости* необходимо иметь средний допуск составляющих звеньев, равный, мм:

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

где T_{A_Δ} – допуск замыкающего звена; m – общее число звеньев размерной цепи.

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

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

где $\lambda_{i\text{ср}}$ – относительное среднее квадратичное отклонение; t – коэффициент риска.

Значения допусков при применении методов полной и неполной взаимозаменяемости соответствуют 2...4 квалитету точности. Изготовление составляющих звеньев с такой высокой точностью экономически неоправданно.

Применение метода групповой взаимозаменяемости в условиях единичного производства невозможно, так как предполагает изготовление формообразующих деталей в больших количествах и последующий их подбор.

Метод регулирования как метод обеспечения требуемой точности замыкающего звена не предусмотрен конструкцией пресс-формы.

Для данных условий единственным методом обеспечения точности изделия является метод пригонки. При его использовании допуски составляющих звеньев должны соответствовать расчетной стоимости сборки и в данном примере могут быть приняты по конструкторской документации. Избыток погрешности компенсируют изменением размеров одного из звеньев (компенсирующего) за счет удаления необходимого слоя материала.

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

Величина компенсации, мм:

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

где T_{A_i} – допуски составляющих звеньев, обеспечивающие их экономичное получение; T_{A_Δ} – допуск замыкающего звена, установленный исходя из служебного назначения изделия.

В качестве компенсирующего звена выбираем размер одной из вставок – A_5. Его изменение может быть произведено наиболее просто и не приведет к ухудшению качества изделия. Смещение координаты середины поля допуска компенсирующего звена A_5, мм:

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

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

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

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

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

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

Несмотря на явные преимущества использования автоматизированных систем, их применение в практике отечественного машиностроения ограничено. Это определяется высокой стоимостью аппаратного и особенно программного обеспечения, составляющего до 95 % от общей стоимости систем.

Многие автоматизированные системы не в полной мере удовлетворяют потребности в проектировании. Требования к точности изготовления изделий и составляющих их деталей устанавливают на основе интуиции и опыта проектировщика. Ошибочное назначение допусков приводит к увеличению объема дорогостоящих пригоночных работ в процессе сборки, а в некоторых случаях и к необходимости повторного изготовления некоторых деталей оснастки. При этом увеличиваются сроки изготовления изделий вспомогательного производства и их стоимость.

В системах, используемых для подготовки производства, производится анализ и управление точностью изделий при их проектировании. Например, CAD/CAM Pro/Engineer содержит специализированный модуль анализа и синтеза размерных цепей – CE/TOL SixSigma (CE/TOL) [1], но использование дорогостоящего программного обеспечения эффективно при проектировании и подготовке производства больших и сложных изделий (автомобиль, летательный аппарат и т.п.). В большинстве случаев рациональным является применение CAD/CAM-систем открытой конфигурации и меньшей стоимости. Для уменьшения затрат на программное обеспечение модули размерных расчетов могут быть разработаны самостоятельно.

Вывод

Для повышения эффективности конструкторской подготовки производства необходимо:

1) обосновывать нормы точности изделий вспомогательного производства на основе расчетов конструкторских размерных цепей;

2) применять для разработки деталей интегрированные системы автоматизированного проектирования, имеющие в своем составе средства для выполнения размерных расчетов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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

УДК 621.757

А.Л. Симаков, Б.Ю. Житников, *канд. техн. наук,* **Е.В. Захарова**
(Ковровская государственная технологическая академия)

Метод стабилизации траектории движения деталей при автоматизированной установке уплотнений

Приведено обоснование метода совмещения сопрягаемых деталей. Рассмотрен пример реализации метода стабилизации траектории движения детали в устройстве для установки уплотнений.

При автоматизации сборки нежестких деталей возникают дополнительные технические задачи. Они связаны с тем, что неопределенность положения сопрягаемых поверхностей нежесткой детали может существенно возрастать из-за неопределенности ее формы, возникающей вследствие деформаций детали в процессе сборки. При управлении ориентацией соединяемой детали возникают дополнительные координаты, влияющие на траекторию совмещения сопрягаемых поверхностей, и объект управления становится многомерным. Нежесткость соединяемой детали накладывает ограничения на выбор метода автоматизированного совмещения сопрягаемых поверхностей.

В статье даны обоснование метода совмещения для уплотнений и пример реализации метода стабилизации траектории движения детали в устройстве для установки уплотнений.

Методы совмещения соединяемых деталей, являющиеся общими для пассивных и активных средств ориентации, сводят к следующим способам управления ориентацией детали [1].

1. Стабилизация траектории соединяемой детали относительно программного движения.

2. Позиционное (терминальное) управление положением детали, при котором контролируются только начальное и конечное положения детали и время ее перемещения.

3. Самонаведение детали, обеспечиваемое одним из первых двух способов управления при автоматическом определении требуемого конечного положения детали.

Метод управления нежесткой соединяемой детали состоит в том, что определение координат сопрягаемой поверхности или ее характерных точек (например, оси отверстия) должно производиться относительно подвижной системы координат, положение которой задают деформациями детали. Поэтому целевые функции первых двух методов с учетом этих особенностей принимают вид:

- для стабилизации траектории

$$|q(t_т, \Delta) - q_F| \le \varepsilon \text{ при } 0 < t_т \le t_к;$$

- для терминального управления

$$|q(t_к, \Delta) - q_F| \le \varepsilon \text{ при } t_т = t_к,$$

где q – вектор координат сопрягаемой поверхности; q_F – вектор координат, определяющий программное положение сопрягаемой поверхности; ε – вектор допустимой погрешности рассогласования действительного и программного положения сопрягаемой поверхности; $t_т$, $t_к$ – значения текущего и конечного моментов времени соответственно; Δ – переменная деформация соединяемой детали.

Поскольку третий метод управления (самонаведение) сводят к первым двум, целевую функцию для него выражают аналогично приведенным неравенствам.

Деформация соединяемой детали не является управляемой величиной.

При высокой податливости соединяемая деталь (ее жесткость существенно меньше жесткости устройства перемещения детали) не выполняет условие полной управляемости и наблюдаемости системы [2, 3]

$$A^{-1}C_1 \ne 0,$$

где A – матрица квазиинерционных коэффициентов системы; C_1 – матрица приведенных квазиупругих коэффициентов системы.

Поэтому непосредственная реализация рассматриваемых методов управления положением детали невозможна. Обеспечение независимости векторов $q(t_т)$, $q(t_к)$ от деформации Δ означает стабилизацию формы соединяемой детали, т.е. введение распределенного силового воздействия на элементы детали, компенсирующего внешние возму-

щения, вызывающие деформацию. Степень компенсации возмущений определяют допустимым уровнем деформации. Считая основной причиной возникновения внешних возмущений движение соединяемой детали по программной траектории, а деформации – отклонения в движении отдельных частей детали от программной траектории, стабилизацию формы соединяемой детали можно рассматривать как стабилизацию движения отдельных частей детали относительно программной траектории. Поэтому совмещение сопрягаемых поверхностей целесообразно производить методом стабилизации траекторий движения отдельных частей соединяемой детали относительно программной траектории.

Целевая функция имеет вид

$$|q_i(t_т) - q_F| \le \varepsilon \text{ при } 0 < t_т \le t_к,\ i = 1, 2, \ldots, n,$$

где $q_i(t_т)$ – вектор стабилизированных координат для i-й части детали, содержащей сопрягаемую поверхность: $q_i(t_т) = q_0 + \delta_i$; q_0 – вектор координат сопрягаемой поверхности для недеформированного состояния детали; δ_i – вектор погрешностей стабилизации i-й сопрягаемой поверхности для отдельного элемента детали.

Процесс адаптации нежесткой детали (например, уплотнения) с несколькими сопрягаемыми поверхностями можно рассматривать как одновременную адаптацию нескольких жестких деталей, каждая из которых имеет сопрягаемую поверхность и связана с соседними деталями упругими элементами с малой жесткостью.

Поскольку реализация активного адаптирующего устройства, осуществляющего метод стабилизации траектории движения сопрягаемой поверхности, основана на создании следящих систем по координатам адаптации, то в случае нежесткой детали активная адаптация неосуществима ввиду большого числа управляемых координат. Пассивная адаптация, основанная на использовании многофункциональных элементов конструкции устройств, позволяет обеспечить стабилизацию формы уплотнения. Пассивное устройство адаптации показано в структурной схеме [4], где существует несколько каналов преобразования движения (их число соответствует числу сопрягаемых поверхностей детали) и перекрестные позиционирующие

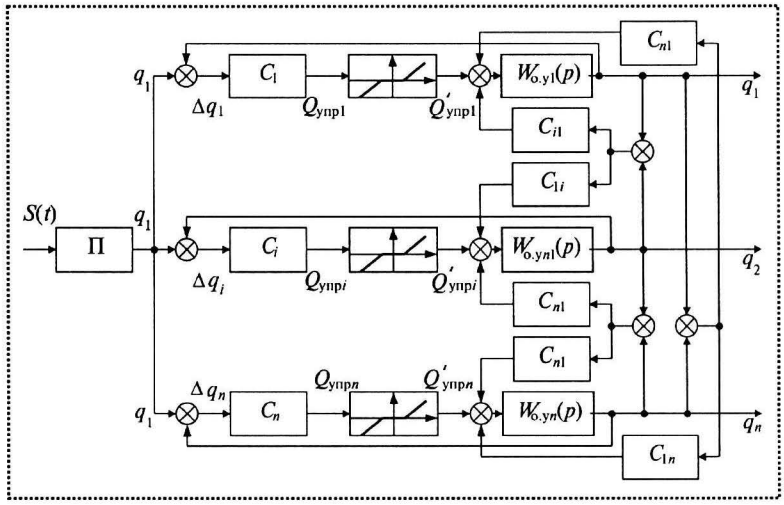


Рис. 1. Обобщенная структура пассивного устройства адаптации нежесткой детали:

$S(t)$ – перемещение рабочего органа; П – функция преобразования движения программным устройством; c_i ($i = 1, 2, \ldots, n$) – приведенные жесткости элементов адаптирующего устройства в i-м канале управления; $Q_{упр\,i}$ ($i = 1, 2\ldots, n$) – управляющее воздействие в i-м канале; $Q'_{упр\,i}$ ($i = 1, 2, \ldots, n$) – управляющее воздействие с учетом нелинейных элементов, учитывающих наличие зазоров в i-м канале управления; $W_{o.yi}$ ($i = 1, 2, \ldots, n$) – передаточная функция объекта управления в i-м канале; C_{ij} ($i, j = 1, 2, \ldots, n$) – жесткость детали между i-й и j-й сопрягаемыми поверхностями; $q_1 \ldots q_n$ – выходные координаты

связи между каналами, обусловленные конечной жесткостью детали (рис. 1).

В случае полной идентичности параметров каждого из каналов управления выходные координаты $q_1, \ldots, q_n$ будут одинаковы, и отклонения формы детали от номинальной будут отсутствовать. В реальных условиях это не выполняется и существует погрешность стабилизации формы детали. Примером реализации метода стабилизации движения нежесткой детали относительно программной траектории является устройство установки уплотнений плоской формы с четырьмя сопрягаемыми поверхностями в виде отверстий [5]. Конструктивная схема устройства приведена на рис. 2.

Устройство имеет основной корпус *3* с двумя изогнутыми в нижней части стержнями *1* и *2*, упор *4* с зазором, немного превышающим толщину уплотнения *8*, упорную площадку *5*, криволинейный рычаг *9*, пружину *11* и держатель *10*.

Процесс установки уплотнений на корпусную деталь *7* с четырьмя шпильками *6* разделен на два этапа:

- стабилизация формы уплотнения;
- адаптация и совмещение сопрягаемых поверхностей уплотнения и шпильки.

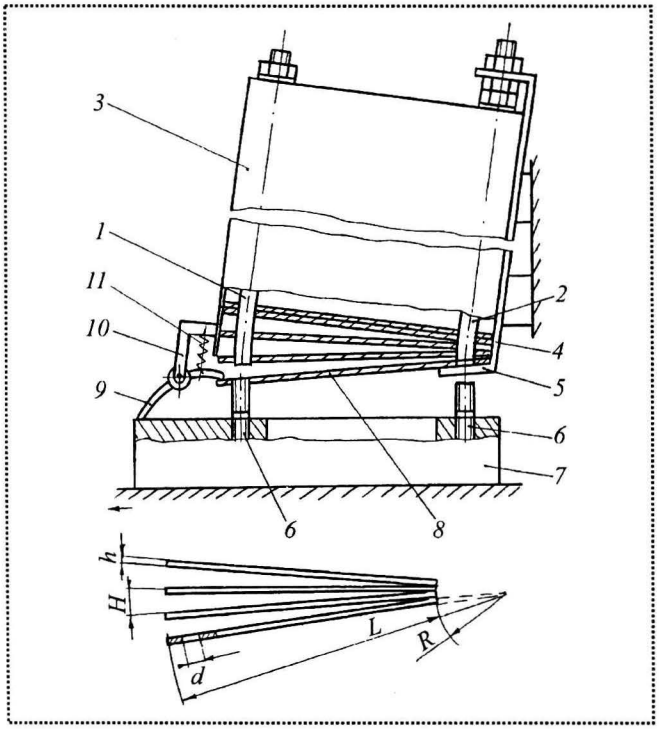


Рис. 2. Конструктивная схема устройства

Стабилизацию формы уплотнения обеспечивают методом стабилизации траекторий одновременного перемещения сопрягаемых поверхностей относительно программного движения. В качестве движущей силы используют силу тяжести, так как она имеет распределенный характер, и одновременно прикладывают ко всем частям уплотнения.

Перемещение уплотнения $S(t)$ возможно как решение уравнения

$$m\ddot{S} + \mu\dot{S} = mg, \qquad (1)$$

где m – масса уплотнения; μ – коэффициент сопротивления движению (вязкое трение).

Программная траектория движения сопрягаемых поверхностей (отверстий) выбрана в виде дуг окружностей. Для пар отверстий, расположенных по короткой стороне уплотнения, радиусы окружностей одинаковы. Расчет радиусов окружностей R может быть сделан по зависимости

$$\frac{H+h}{R+L} = \frac{h}{R},\ r_{\min} = R,\ r_{\max} = R + L, \qquad (2)$$

где H – требуемое расстояние между концами уплотнений; h – толщина уплотнения; L – длина уплотнения; $r_{\min}$, $r_{\max}$ – соответственно минимальный и максимальный радиусы траектории движения уплотнения.

При совпадении найденных радиусов траектории с осями отверстий, расположенных вдоль длинной стороны уплотнения, последнее принимает форму радиуса концентрических окружностей, что позволяет обеспечить отделение одного уплотнения от другого. Отсутствие деформаций детали (уплотнения) обеспечивает условие совпадения касательной к поверхности уплотнения в любой точке уплотнения с радиусами траекторий движения уплотнения.

Поскольку линейные перемещения $S(t)$ значительно меньше длины уплотнения L, функции преобразования движения П для указанных пар отверстий будут иметь вид:

$$\Pi_1 = \frac{h}{r_{\min} H}, \quad \Pi_2 = \frac{1}{r_{\max}}. \qquad (3)$$

Программное движение будем задавать углом поворота уплотнения $q_F = \varphi$.

Элементами пассивного адаптирующего устройства, обеспечивающими перемещение уплотнения по программной траектории – дуге окружности, являются стержни *1* и *2*. Их жесткость c обеспечивает формирование управляющего воздействия $Q_{\text{упр}}$ нормальной силы реакции в точке контакта с сопрягаемой поверхностью отверстия для перемещения уплотнения по программной траектории.

Наличие зазора между диаметрами отверстий уплотнения и стержней обуславливает зону нечувствительности нелинейного элемента в каждом канале управления. Увеличение зазора приводит к искажению формы уплотнения относительно требуемой, а также к росту погрешностей положения уплотнения. Структурная схема, описывающая динамику процесса стабилизации формы уплотнения, приведена на рис. 3.

На рис. 3 не даны перекрестные связи, обусловленные жесткостью детали для сопрягаемых поверхностей, расположенных по диагонали (эти связи существенно слабее упругих связей между сопрягаемыми поверхностями вдоль сторон уплотнения).

Второй этап установки уплотнения обеспечивает метод стабилизации траектории перемещения детали относительно программного движения. В отличие от первого этапа здесь соединяемой (управляемой) деталью является корпус *7* с четырьмя шпильками *6*.

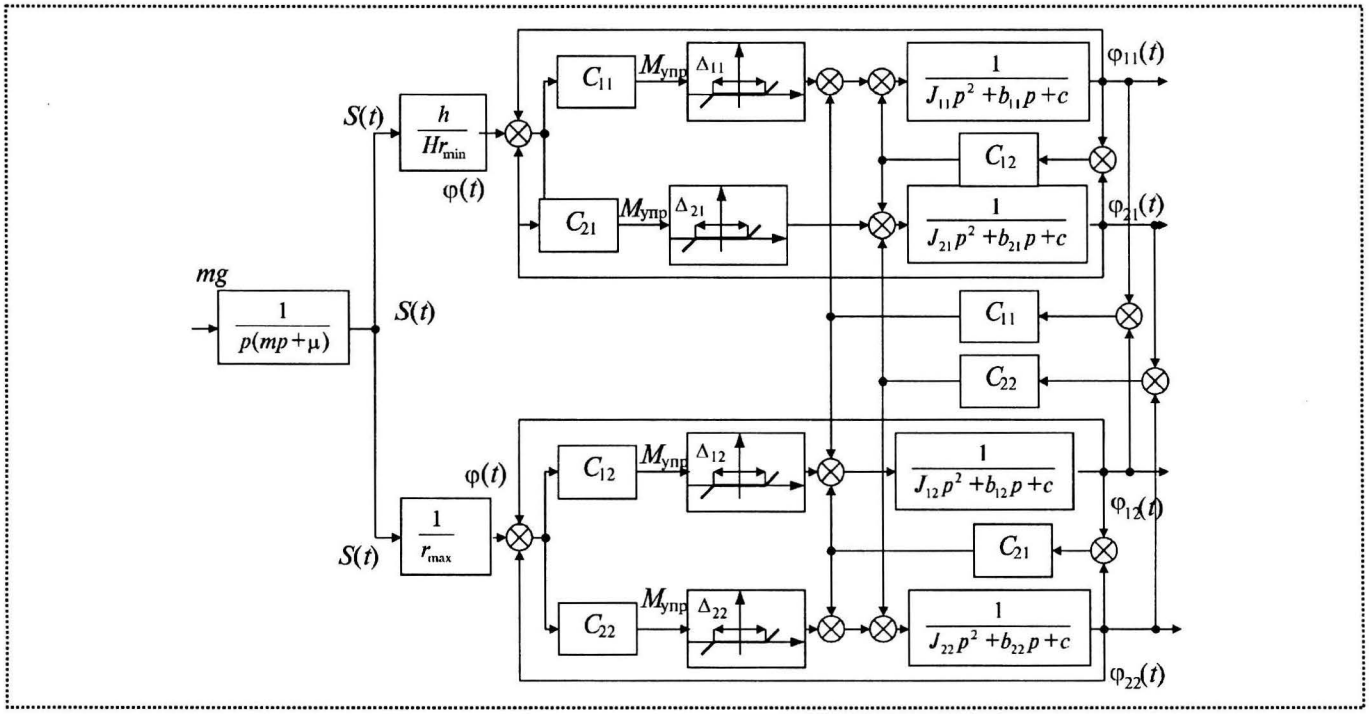


Рис. 3. Структурная схема пассивного адаптирующего устройства для стабилизации формы уплотнения:
J_{ij} – момент инерции элементов детали, связанных с сопрягаемыми поверхностями; b_{ij} – коэффициент вязкого трения материала уплотнения; c – изгибная жесткость уплотнения; C_{ij} – приведенные изгибные жесткости направляющих стержней; Δ_{ij} – значения зазоров между направляющими стержнями и отверстиями уплотнения; φ_{ij} – углы поворота сопрягаемых поверхностей; g – ускорение свободного падения; p – оператор преобразования Лапласа; $M_{упр}$ – управляющий момент

Совмещение сопрягаемых поверхностей (отверстий) уплотнения с цилиндрическими поверхностями шпилек возможно, если положение осей отверстий и шпилек будет удовлетворять условиям собираемости. Эти условия связаны с ограничениями на рассогласование осей сопрягаемых поверхностей:

1) линейное

$$\Delta \le \frac{d_{0\,\min} - d_{ш\,\max}}{2}, \tag{4}$$

2) угловое

$$\gamma \le \arccos\frac{d_{0\,\min}}{d_{шmax}},$$

где $d_{0\min}$ – минимальное значение диаметра отверстия; $d_{шmax}$ – максимальное значение диаметра шпильки.

При совмещении отверстий уплотнения и шпильки предлагается, что уплотнение стабилизировано по форме и является базовой (неподвижной) деталью. Координаты осей отверстий, таким образом, считаются фиксированными и находящимися в допустимых окрестностях от их программного расположения. Уплотнение *8* удерживают в этом положении за счет стержней *1* и *2* и упорной площадки *5* регулируемого упора *4* (см. рис. 2).

Координатой адаптации следует считать угол поворота γ уплотнения *8* в его плоскости в пределах зазоров между стержнями *1* и *2* и отверстиями уплотнений *8* и угол поворота φ в вертикальной плоскости. Программная траектория движения корпуса *7* – прямая линия, обеспечивающая пересечение траекторий движения осей шпилек с координатами осей отверстий уплотнения. Адаптивные движения исключены в силу габаритных размеров и инерционности корпуса. Поэтому положение корпуса на шаговом конвейере должно удовлетворять определенным требованиям по смещению в поперечном направлении. Обеспечить эти требования могут направляющие элементы, задающие положение корпуса в поперечном направлении по отношению к его движению (на рис. 2 направляющие элементы не показаны).

Стабилизацию траектории движения корпуса сводят к его центрированию в поперечном направлении относительно плоскости симметрии уплот-

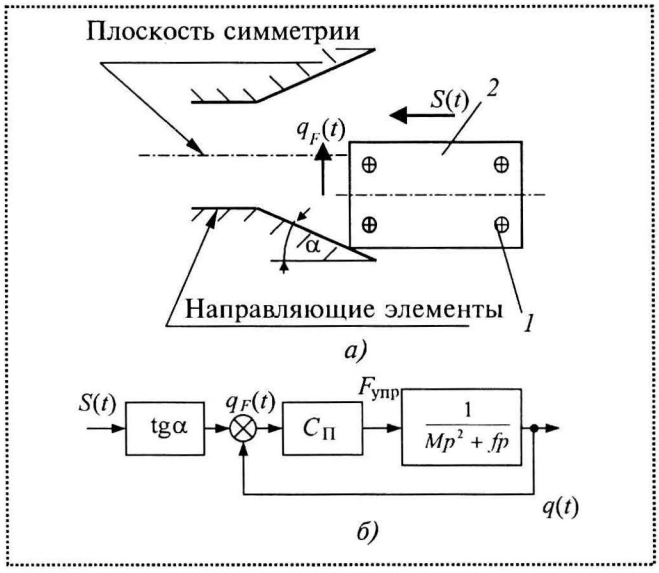


Рис. 4. Схемы стабилизации траектории движения корпуса: *а* – кинематическая; *б* – структурная; $S(t)$ – перемещение рабочего органа; $q_F(t)$ – программное перемещение корпуса; $q(t)$ – действительное перемещение корпуса; $C_п$ – приведенная жесткость уплотнения; M – масса корпуса; f – коэффициент трения; $F_{упр}$ – управляющее усилие; p – оператор дифференцирования

нения. Структурная и кинематическая схемы этого процесса приведены на рис. 4

Адаптация отверстия уплотнения к положению шпильки также происходит по методу стабилизации траектории перемещения детали. Особенностью этого процесса является то, что движение уплотнения является относительным: перемещается шпилька *1* вместе с корпусом *2*, а уплотнение неподвижно (см. рис. 4). Однако в относительном движении можно выделить программное перемещение в виде угла поворота уплотнения в вертикальной плоскости

$$\varphi = \varphi_0 + \frac{v}{\mathrm{tg}(\varphi_0 L)} t_т, \qquad (5)$$

где φ_0 – угол, определяющий начальное положение уплотнения; v – скорость перемещения конвейера.

Это движение соответствует уменьшению угла рассогласования γ между осями отверстия и шпильки:

$$\gamma = \frac{\pi}{2} - \varphi = \frac{\pi}{2} - \varphi_0 - \frac{v}{\mathrm{tg}(\varphi_0 L)}.$$

При выполнении условия (4) происходит совмещение сопрягаемых поверхностей отверстия и шпильки:

- линейное рассогласование обеспечивает центрирование корпуса;
- угловое рассогласование – адаптацией уплотнения.

Общим для них будет метод совмещения сопрягаемых поверхностей.

Для повышения надежности совмещения сопрягаемых поверхностей отверстия и шпильки устройство имеет регулируемый механизм поджатия, состоящий из криволинейного рычага *9*, который под действием пружины *11* и корпуса *7* поворачивает вокруг оси держатель *10*. При перемещении корпус *7* воздействует на рычаг *9*, который прижимает уплотнение к шпильке, что улучшает условия совмещения. В результате этого уплотнение устанавливается на первые две шпильки. При следующем шаге конвейера уплотнение перемещается вместе с корпусом *7* и при этом вытаскивается из корпуса *3* устройства. После схода уплотнения с площадки *5* происходит совмещение второй пары отверстий со шпильками *6* под действием силы тяжести уплотнения. Далее происходит опускание следующего уплотнения со стабилизацией его формы.

Вывод

Процесс установки нежестких деталей (уплотнений) может быть обеспечен пассивными средствами адаптации, которые реализуют метод стабилизации траекторий перемещения отдельных частей нежесткой детали относительно их программного перемещения. Рассмотренный метод позволяет уменьшить неопределенность положения сопрягаемых поверхностей за счет стабилизации формы податливых деталей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тимофеев А.В.** Адаптивные робототехнические комплексы. Л.: Машиностроение, 1988.

2. **Солодовников В.В. и др.** Теория автоматизации управления и элементы систем автоматического управления. М.: Высш. школа. 1989.

3. **Симаков А.Л.** Автоматизация сборки уплотнительных устройств. Вопросы оборонной техники. Сер. 9. Вып. 2 (222). М., ЦНИИТИ, 1998. С. 67–70.

4. **Симаков А.Л.** Реализация алгоритма стабилизации в средствах адаптации для автоматизированной сборки // Сборка в машиностроении и приборостроении. 2002. № 9. С. 14–18.

5. **Житников Ю.З., Симаков А.Л.** Автоматизация сборки изделий с резьбовыми соединениями: уч. пособие. Ч. 2. Ковров: КГТА, 1997. 155 с.

УДК 621.833

Г.К. Рябов, *д-р техн. наук*, **Т.А. Ганькова**, *канд. техн. наук*
(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева);
А.А. Заплаткин, *канд. техн. наук (ОАО "Завод им. В.А. Дегтярева", г. Ковров)*

Проектирование автоматического клиноременного вариатора с учетом сборки и регулировки

Представлены расчетные зависимости для выбора конструктивных параметров автоматического клиноременного вариатора (АКВ). Сформулированы основные выводы по результатам проведенных исследований.

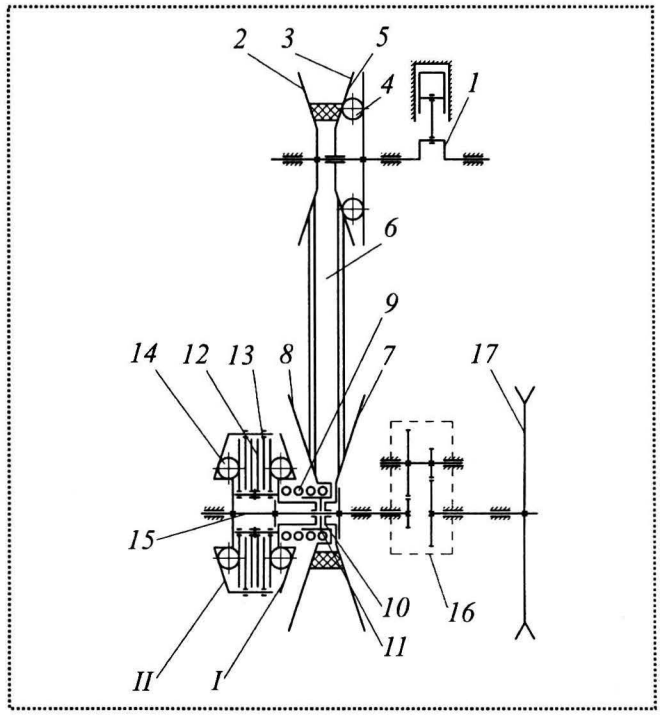
Одной из основных задач, возникающих при проектировании автоматического клиноременного вариатора (АКВ), является обеспечение работы машины в оптимальном режиме с наилучшими эксплуатационными показателями. Это обеспечивают конструктивными параметрами АКВ. В процессе автоматического регулирования передаточного отношения АКВ осевые силы, действующие на подвижные диски шкивов, должны находиться в состоянии динамического равновесия. Это условие является основным при расчете конструктивных параметров.

В настоящее время нет однозначного подхода к определению осевых сил АКВ. Это затрудняет его проектирование и приводит к необходимости изготовления опытных образцов и проведения экспериментальных исследований с последующей конструктивной доработкой.

Как показали исследования [3], определяющее влияние на работу АКВ оказывают силы трения, возникающие в подвижных сопряжениях системы его управления. В связи с этим возникает необходимость анализа и учета действия этих сил на основе уравнений энергетического баланса элементарных работ в процессе варьирования передаточного отношения.

Рассмотрим принципиальную схему устройства АКВ на рисунке [6].

Вращение коленчатого вала *1* двигателя передается неподвижно закрепленному в осевом направлении диску *2* ведущего шкива. Подвижный диск *3* ведущего шкива имеет возможность перемещаться в осевом направлении под действием центробежных грузов *4*, движущихся по направляющим *5*. Вращение от ведущего шкива передается ведомому



Принципиальная схема АКВ

шкиву посредством клинового ремня *6*. Ведомый шкив включает в себя неподвижный в осевом направлении диск *7*, подвижный диск *8*, перемещающийся в осевом направлении под действием клинового ремня и пружины *9*. В ступице неподвижного в осевом направлении диска выполнены криволинейные пазы *10*, а в ступицу подвижного диска запрессованы штифты *11*, которые образуют регулятор по нагрузке.

Вращение от ведомого шкива на ведомый вал *15* передают через автоматическую центробежную муфту сцепления, состоящую из двух независимых сцеплений. Оба сцепления выполнены дисковыми и состоят из фрикционных дисков *12*, *13* и центробежных грузов *14*. При срабатывании сцепления *I* вращение передается ведомому валу и через цилиндрический редуктор *16* ведущему колесу *17* мототранспортного средства (МТС).

Сцепление *I* кинематически связано с двигателем, а сцепление *II* – с колесом МТС. Сцепление *I* отрегулировано так, что оно включается при определенной угловой скорости ω_{2n} вращения ведомого вала АКВ.

Сцепление *II* включается также автоматически после того как угловая скорость вращения ведомого вала *15* достигнет определенного значения ω_{2k}. При этом $\omega_{2k} > \omega_{2n}$. Таким образом достигают плавное включение кинематической связи между валом двигателя и ведущим колесом.

Движущей силой в механизме управления АКВ при изменении передаточного отношения является осевая сила S_1. Она возникает от действия центробежных сил на расположенные под углом γ направляющие.

Тогда

$$S_1 = mz\omega_e^2 r_ц \operatorname{ctg}\gamma,$$

где m, z и $r_ц$ – соответственно масса, число и радиус расположения центробежных грузов; ω_e – угловая скорость вращения вала двигателя.

Элементарная работа ΔA_{S1} осевой силы S_1

$$\Delta A_{S1} = S_1 \Delta x = mz\omega_e^2 r_ц \Delta x \operatorname{ctg}\gamma,$$

где Δx – элементарное осевое перемещение подвижного диска ведущего шкива.

Осевые перемещения подвижных дисков ведущего Δx и ведомого Δy шкивов кинематически связаны между собой зависимостью [2]

$$\Delta y = \Delta x \frac{\alpha_1}{\alpha_2},$$

где α_1 и α_2 – углы охвата ремнем соответственно ведущего и ведомого шкивов.

Для определения сил трения находим силы нормального давления в подвижных сопряжениях. Так, в сопряжениях между ступицей подвижного диска *3* ведущего шкива и валом *силовое воздействие определяют* в основном две силы:

♦ сила S_0 предварительного натяжения ветви ремня. При этом считают, что эта сила распределена равномерно между подвижным и неподвижным дисками шкива.

Тогда сила на ведущем валу

$$R_{ст1} = S_0 \cos\beta,$$

где β – угол между ветвями ремня;

♦ силовое взаимодействие возникает от передаваемого крутящего момента M_1, который воспринимают боковые поверхности шлицев или шпонок. Здесь также считаем, что подвижный диск воспринимает половину передаваемого крутящего момента M_1. Тогда радиальное давление дисков на валу

$$R_M = \frac{M_1}{d_{ст1}} = \frac{PD_1}{d_{ст1}},$$

где $d_{ст1}$ – диаметр подвижного сопряжения ступицы; D_1 – расчетный диаметр расположения ремня на ведущем шкиве; P – передаваемая полезная окружная сила на ремне.

Тогда осевую силу трения в рассматриваемом сопряжении определяют

$$S_{ст1} = S_0 f \cos\beta + P\frac{D_1}{d_{ст1}} f,$$

где f – коэффициент трения.

Работа по преодолению этой силы при перемещении подвижного диска *5* на Δx

$$\Delta A_{ст1} = S_{ст1}\Delta x = S_0 f \Delta x \cos\beta + P\frac{D_1}{d_{ст1}} f \Delta x.$$

Приняв во внимание, что коэффициент ψ тяги передачи [4] $\psi = \dfrac{P}{2S_0}$, сила предварительного натяжения ветви ремня $S_0 = \dfrac{P}{2\psi}$. Тогда

$$\Delta A_{ст1} = 0{,}5\frac{P}{\psi} f \Delta x \cos\beta + P\frac{D_1}{d_{ст1}} f \Delta x.$$

Рассмотрим работу сил сопротивления на ведомом шкиве. Радиальная сила в сопряжении между ступицами подвижного *8* и неподвижного *7* дисков ведомого шкива

$$R_{ст2} = S_0 \cos\beta.$$

Тогда работа по преодолению сил трения в этом сопряжении

$$\Delta A_{ст2} = R_{ст2} f \Delta y = S_0 f \Delta y \cos\beta = 0{,}5\frac{P}{\psi} f \Delta x \frac{\alpha_1}{\alpha_2}\cos\beta.$$

Перемещению подвижного диска *8* на ведомом шкиве препятствует суммарная осевая сила S_2 от

поджатия пружины *9* и регулятора по нагрузке, по преодолению которых выполняется работа

$$\Delta A_{S2} = S_2 \Delta y = S_2 \Delta x \frac{\alpha_1}{\alpha_2}.$$

Тогда суммарная работа на ведомом шкиве

$$\Delta A_2 = \Delta A_{ст2} + \Delta A_{S2} = 0{,}5 \frac{P}{\psi} f \Delta x \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \cos\beta + S_2 \Delta x \frac{\alpha_1}{\alpha_2}.$$

Приравняв работу движущих сил ΔA_{S1} к сумме работ сил сопротивления на ведущем $\Delta A_{ст1}$ и ведомом $\Delta A_{ст2}$ валах, получаем выражение для определения необходимой осевой движущей силы S_1 на ведущем валу

$$S_1 = \frac{\Delta A_{S1} + \Delta A_2}{\Delta x} = 0{,}5 \frac{P}{\psi} f \left(1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}\right) \cos\beta + Pf \frac{D_1}{d_{ст1}} + S_2 \frac{\alpha_1}{\alpha_2}.$$

Учитывая, что

$$\frac{P}{S_2} = \frac{2\psi}{\operatorname{ctg}\frac{\varphi}{2}} = 2\psi \operatorname{tg}\frac{\varphi}{2},$$

где φ – угол клина канавок шкивов, найдем соотношение осевой и суммарной сил

$$\frac{S_1}{S_2} = \Theta = \psi f \left[2 \frac{D_1}{d_{ст1}} + \frac{1}{\psi}\left(1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}\right)\cos\beta\right] \operatorname{tg}\frac{\varphi}{2} + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}.$$

Например, при $\psi = 0{,}7$; $\frac{D_1}{d_{ст1}} = 2{,}0$; $\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2} = 0{,}36$; $\cos\beta = 1{,}0$; $f = 0{,}1$; $\frac{\alpha_1}{\alpha_2} = 1{,}0$ получаем $\Theta = 1{,}17$.

По формулам, приведенным в работе [1], Θ получается равным 1,44. По экспериментальным данным [5, 6] Θ принят равным 1,2, а по результатам испытаний АКВ в работе [7] получено, что в зависимости от передаточного отношения Θ может принимать различные значения в интервале 1,13...2,75.

Выводы

♦ Полученное выражение для θ учитывает основные факторы, влияющие на ее величину, и отражает фактическое соотношение осевых сил, действующих на подвижные диски ведущего и ведомого шкивов.

♦ При известных силах поджатия пружины *9* и регулятора по нагрузке [6] выражение для θ позволяет определить осевую силу воздействия на подвижный диск ведущего шкива, необходимую для обеспечения варьирования передаточного отношения и установки механизма их регулирования при сборке и отладке.

♦ При известной осевой силе S_1 представляется возможным определить конструктивные параметры механизма управления и обеспечить оптимальный режим работы машины.

♦ Величины S_1 и Θ в зависимости от режима работы, конструктивных параметров и значения передаточного отношения можно изменять в широком диапазоне. Это необходимо учитывать при расчетах и выборе конструктивных параметров системы управления АКВ, а также при установке в конструкции устройств регулировки после сборки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Архангельский Г.В., Аванесянц Г.А.** Усилия в клиноременных передачах и вариаторах. Межв. сб. научн. тр. КГТУ: "Бесступенчатые передачи и механизмы свободного хода", 2001. С. 45–55.

2. **Архангельский Г.В.** Автоматические клиноременные вариаторы малых транспортных средств. Одесса: Друк–2000. 106 с.

3. **Михеев С.С., Рябов Г.К., Заплаткин А.А., Ширягин В.В.** Определение КПД автоматического клиноременного вариатора // Вестник машиностроения, 1999. № 2. С. 13–15.

4. **Пронин Б.А., Ревков Г.А.** Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи. М.: Машиностроение, 1980. 320 с.

5. **Рябов Г.К., Андреев С.А.** О кинематической характеристике автоматического клиноременного вариатора // Вопр. оборон. техн. сер. 9. Спец. сист. упр. след. прив. и их эл-ты, 1998. Вып. 2 (222). С. 63–65.

6. **Рябов Г.К., Андреев С.А.** Автоматическая трансмиссия мототранспортных средств. Теория, расчет и конструирование. Уч. пособ.: Ковров, КГТА, 2003. 32 с.

7. **Филькин Н.М., Фролов М.М., Шакуров Д.К.** Автоматические трансмиссии колесных транспортных машин с динамическими связями. Набережные Челны: Изд. КамПИ, 2004. 113 с.

Б.Ю. Житников, *д-р техн. наук (г. Владимир),*
И.В. Тюрина *(Ковровская государственная технологическая академия)*

Влияние осевых сил затяжки на точность групповых резьбовых соединений многошпиндельными завинчивающими устройствами нового класса

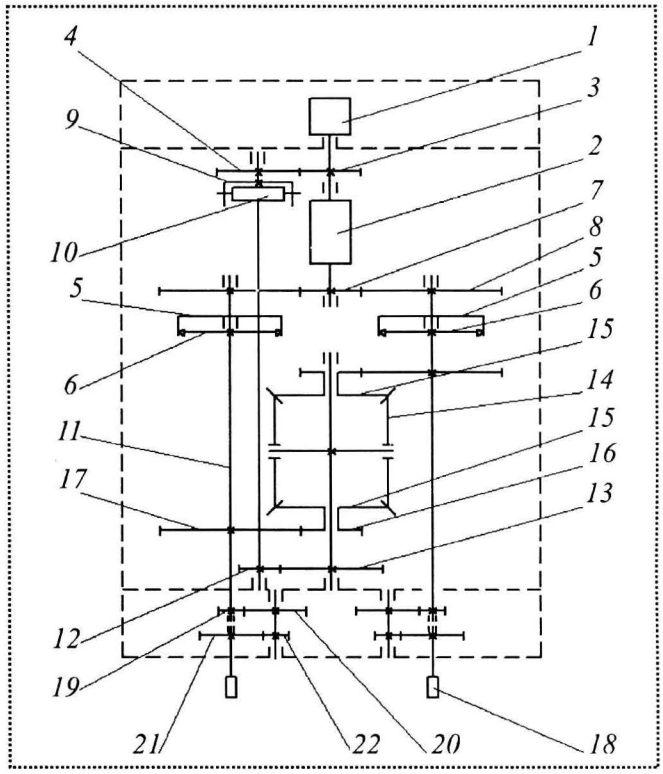
Дан количественный анализ составляющих погрешностей осевых сил затяжки высокоточными завинчивающими устройствами нового класса, в основу которых входят дифференциальные механизмы, механизмы свободного хода, муфта предельного момента.

Качество сборки групповых резьбовых соединений многошпиндельными завинчивающими устройствами нового класса определяют точностью обеспечения осевых сил затяжки. Эти силы зависят от особенностей кинематической схемы и точности собираемых узлов и деталей. Кинематическая схема устройства [1] приведена на рисунке.

Основу конструкции многошпиндельного завинчивающего устройства нового класса составляют: дифференциальный механизм *14*, *15*; механизмы свободного хода храпового типа *5*, *6*; муфта предельного момента кулачкового типа *9*, *10*. Завинчивающее устройство обеспечивает затяжку групповых резьбовых соединений в два этапа.

На первом этапе осуществляют завинчивание и одновременное поджатие (предварительная затяжка) осевыми силами $Q_п = 0{,}07Q_з$, где $Q_з$ – осевая сила затяжки. Передача движения происходит по быстроходной, но маломоментной кинематической ветви: от электродвигателя *1*; через зубчатую пару *3*, *4*; муфту предельного момента *9*, *10*; зубчатую пару *12*, *13*; дифференциальный механизм *14*, *15*; далее через зубчатые пары *16*, *17*; *19*, *20*; *21*, *22* на патроны *18* для удержания резьбовых деталей. Затяжку контролируют по предельному моменту $M_{пр}$ на муфте.

При достижении в резьбовых деталях $Q_п$ срабатывает муфта предельного момента (начинается проскальзывание), и движение на окончательную затяжку резьбовых соединений передается по тихоходной кинематической ветви с большим крутящим моментом: электродвигатель *1*; планетарный редуктор *2*; зубчатая пара *7*, *8*; механизмы свободного хода *5*, *6*, которые передают вращение при помощи собачки, расположенной на ведущей обойме *5*, при проскальзывании полумуфт *9*, *10* муфты предельного момента; далее через зубчатые пары *19*, *20* и *21*, *22* на патроны *18*. Окончательную затяжку контролируют по углу поворота резьбовой детали.



Кинематическая схема устройства:
1 – электродвигатель; *2* – планетарный редуктор; *3* – шестерня; *4* – зубчатое колесо; *5* – ведущая обойма с собачкой механизма свободного хода храпового типа; *6* – ведомая обойма – храповое колесо; *7* – шестерня; *8* – зубчатое колесо; *9* – ведущая полумуфта муфты предельного момента; *10* – ведомая полумуфта; *11* – вал; *12* – шестерня; *13* – зубчатое колесо; *14* – сателлит; *15* – зубчатое колесо; *16* – шестерня; *17* – зубчатое колесо; *18* – патрон для удержания резьбовой детали; *19* – шестерня; *20* – зубчатое колесо; *21* – шестерня; *22* – зубчатое колесо

Следует заметить, что качество сборки групповых резьбовых соединений не ухудшится, если осевые силы затяжки во всех соединениях одновременно возрастут на 5 %. На качество сборки будет влиять неодновременность затяжки и значительная разность осевых сил затяжки в разных соединениях.

Предельное значение погрешности осевой силы затяжки в групповом резьбовом соединении состоит из предварительной $\Delta Q_{пр}$ и окончательной $\Delta Q_{ок}$ погрешностей сил затяжки:

$$\Delta Q_з = \Delta Q_{пр} + \Delta Q_{ок}.$$

Погрешности осевых сил при предварительной затяжке равны:

$$\Delta Q_{пр} = \sqrt{\Delta Q_с^2 + \Delta Q_м^2 + \Delta Q_п^2},$$

где $\Delta Q_с$ – погрешность силы затяжки, определяемая кинематической схемой завинчивающего устройства; $\Delta Q_м$ – погрешность силы затяжки, связанная с нестабильностью срабатывания муфты предельного момента, когда одно из соединений уже предварительно затянуто и начинается окончательная затяжка, а второе продолжает затягиваться предварительно; $\Delta Q_п$ – погрешность, определяемая задержкой автоматического переключения с быстроходной ветви вращения на тихоходную, т.е. отсутствием вращения на втором шпинделе.

Доказательства существования погрешности кинематической схемы завинчивающего устройства приведены в работе [1]. Эта погрешность выражается зависимостью

$$\Delta Q_с = \frac{1}{2}\left(\frac{\Delta\varphi''_{пр} + 2a\varphi_z}{2a+1}\right)\frac{E_y F_y P}{2\pi l},$$

где на предварительном этапе $a = i_{ДТ}/i_{ДБ}$ – коэффициент отношения передаточных отношений от электродвигателя до патрона тихоходной и быстроходной ветвей вращения; $\Delta\varphi''_{пр}$ – погрешность угла предварительной затяжки от неодинаковой длины завинчивания резьбовой детали; φ_z – угол зуба храпового устройства; E_y – модуль упругости материала уплотнения; F_y – фактическая площадь уплотнения в стыке соединения; P – шаг резьбы; l – толщина уплотнения и скрепляемой детали.

Исследования показали, что $\Delta Q_с$ составляет от осевой силы предварительной затяжки не более 12...16 % и связана с силой $Q_з$ окончательной затяжки резьбовых соединений соотношением

$$\Delta Q_с = (0{,}0085...0{,}011)Q_з.$$

Погрешность $\Delta Q_м$ сил затяжки определяют нестабильностью коэффициента трения при взаимодействии полумуфт

$$\Delta Q_м = (0{,}0045...0{,}0052)Q_з.$$

Погрешность $\Delta Q_п$ сил затяжки определяют отсутствием вращения на втором, отстающем при предварительной затяжке шпинделе, от момента отключения до момента начала взаимодействия собачки с храповым колесом:

$$\Delta Q_п = \frac{2\pi F_о E_б P}{z i_{19,20} i_{21,22} l},$$

где $F_о$ – площадь сечения тела болта резьбовой детали; $E_б$ – модуль упругости материала болта; z – число зубьев храпового колеса; $i_{19,20} i_{21,22}$ – передаточные отношения зубчатых пар.

Эта погрешность составляет

$$\Delta Q_п = (0{,}008...0{,}012)Q_з.$$

Тогда погрешность предварительной затяжки резьбовых соединений лежит в пределах

$$\Delta Q_{пр} = (0{,}0125...0{,}0163)Q_з.$$

Погрешность осевых сил на этапе окончательной затяжки резьбовых соединений равна

$$\Delta Q_{ок} = \Delta Q_J + \sqrt{\Delta Q_к^2 + \Delta Q_{м.х}^2 + \Delta Q_ω^2},$$

где ΔQ_J – погрешность, возникающая от нестабильности моментов инерции при затяжке соединений; $\Delta Q_к$ – погрешность, связанная с кинематическими погрешностями зубчатых передач; $\Delta Q_{м.х}$ – погрешность от мертвого хода в зубчатых передачах; $\Delta Q_ω$ – погрешность от нестабильности угловых скоростей вращения шпинделей, вызванных непостоянством передаточных отношений в эвольвентных зубчатых передачах.

Погрешность момента затяжки резьбовых соединений от нестабильности моментов инерции

ΔJ_z при заданной угловой скорости начала затяжки находят

$$\Delta M_y = \frac{\Delta J_z \omega^2 F_o E_б P}{4\pi Q_р l}.$$

Окончательно:

$$\Delta Q_J \approx 0{,}3 Q_з.$$

Погрешность угла затяжки резьбовых соединений для данного класса многошпиндельных завинчивающих устройств, вызываемых кинематическими погрешностями в зубчатых передачах, находят из соотношения

$$\Delta\varphi_к = 4{,}8\left[\frac{F'_{i_{19}}}{z_{19}m_{19}i_{11,18}} + \left(\frac{F'_{i_{20}}}{z_{20}m_{20}} + \frac{F'_{i_{21}}}{z_{21}m_{21}}\right)\frac{1}{i_{21,22}} + \frac{F'_{i_{18}}}{z_{22}m_{22}}\right],$$

где F'_{i_j} – допустимое значение кинематической погрешности для j-го цилиндрического прямозубого колеса, определяемого по ГОСТ, мкм; z_j – число зубьев j-го колеса; m_j – модуль j-го колеса; i – передаточное отношение.

Погрешность осевой силы затяжки от кинематической погрешности в зубчатых передачах равна

$$\Delta Q_к = \frac{\Delta\varphi_к F_o E_б P}{l}.$$

Исследования показали, что погрешность $\Delta Q_к$ очень мала и ею можно пренебречь.

Завинчивающее устройство не имеет реверсивного вращения, поэтому погрешность осевой силы затяжки от мертвого хода

$$\Delta Q_{м.х} \approx 0.$$

Так же можно пренебречь и погрешностью осевой силы затяжки от непостоянства угловой скорости вращения, так как затяжку проводят при малых угловых скоростях (до 20 об/мин), а отклонение величины угловой скорости от номинального значения составляет не более 15 %.

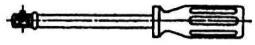
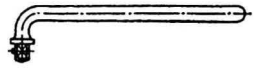
Исследования показали, что погрешность осевой силы затяжки многошпиндельными завинчивающими устройствами нового класса не превышает 2 % от номинального значения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Житников Б.Ю., Симаков А.Л.** Методология разработки универсальных, высокоточных, многошпиндельных завинчивающих устройств нового класса: Монография / под общ. ред. Ю.З. Житникова. Ковров: ГОУ ВПО "КГТА", 2002. 216 с.

СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

Приводные детали и приспособления*

Применение	Эскиз	Наименование
		Стержень приводной с ручкой для сменных головок с присоединительным квадратом (ГОСТ 25601)
		Стержень поворотный с двумя рукоятками для сменных головок с присоединительным квадратом (ГОСТ 25601)
		Стержень поворотный изогнутый для сенных головок с присоединительным квадратом (ГОСТ 25601)

(Продолжение см. на стр. 22)

*По материалам ГОСТ 29308–92 (ИСО 1703–83).

УДК 629.13

А.В. Бондарь, *канд. техн. наук (Воронежский государственный технический университет)*

Повышение качества сварных соединений в процессе сборки

Рассмотрены пути повышения качества сборочных изделий из материалов, трудно поддающихся сварке. Освещен опыт использования новой технологии сварочного производства для получения качественных соединений из жаропрочных и титановых сплавов, с высокими показателями прочности, надежности и стабильности изделий, работающих в условиях вибраций, больших переходов температур.

Covers methods of quality improvement of welded products from heat-resistant materials. The article also addresses the experience of using a new welding practice to provide high-quality weld connections from special alloys, in which high-strength and reliable products ooeratina under conditions of vibration and huae temperature difference are required.

При сборке ответственных изделий транспортной техники с использованием сварочных операций возникает наибольшее количество дефектов, влияющих на качество и надежность летательных аппаратов и их двигателей. В большей степени это относится к специальным материалам, имеющим низкую свариваемость.

Основные дефекты сварных соединений из жаропрочных и титановых сплавов и пути их устранения:

• *непровары с образованием пустот в месте сопряжения деталей: использовать автоматическую сварку в среде аргона неплавящимся электродом с подогревом присадочного материала;*

• *непровары со стороны толстого материала из стали 12Х18Н10Т.* Попытка прогреть концевой участок оказалась неудачной, так как происходило разрушение тонкого листа 0,25 мм. *Введен гарантированный начальный зазор 1±0,3 мм между свариваемыми деталями*, что улучшило условия теплопередачи к месту сопряжения и устранило непровары;

• *растрескивание крупнозернистой стали 12Х18Н10Т в месте соединения со сварным швом.* При увеличении места сварки в 20 раз выяснилась основная причина возникновения трещин – тепловой удар. *Изменить метод и режимы сварки.* Применен электронно-лучевой способ в два прохода:

1. Сваривается донная часть с применением режимов: напряжение дуги 23...25 В, сила тока 140...150 А, частота импульсов 50 Гц.

2. Происходит соединение деталей в верхней части шва.

Тепловая нагрузка снизилась и растрескивание прекратилось.

Для устранения перечисленных выше дефектов Воронежским механическим заводом совместно с Киевским институтом электросварки им. Е.О. Патона был разработан и внедрен способ газоэлектрической сварки нагреваемым электродом или присадочной проволокой.

Для нагрева использован импульсный ток с частотой 50 Гц. Эта частота позволяет:

- эффективно управлять нагревом сварного шва;
- регулировать интенсивность переноса металла;
- повышать качество материала в жидком состоянии за счет перемешивания расплава магнитными силами и дегазации зоны сварки.

Подогрев позволяет повысить диаметр электродов, что ускоряет скорость сварки до 30 %.

Этот способ сварки может быть реализован при подключении параллельно к сварочному генератору импульсного источника тока. Такие источники *обеспечивают следующие режимы нагрева электродов*:

Напряжение, В:	
внешняя сеть	380
на выходе	2–8
Частота следования импульсов, Гц	50; 100
Амплитудная сила тока, А	400–1200
Длительность импульсов, с	1,4–2,5 10
Мощность, кВт	4

Создан агрегат для подогрева электродной проволоки и специальная горелка, охлаждаемая проточной водой.

Технические параметры горелки:

Диаметр электродов (проволоки), мм 1; 1,6; 2
Ток, А . . . . . До 500
Масса, кг 1,15

Режимы сварки приведены в табл. 1.

При сварке нагретым электродом достигнуты следующие показатели качества:

1) расширен диапазон толщин свариваемых материалов (3...20 мм);

2) обеспечен плавный переход от сварного шва к основному металлу;

3) отсутствуют подрезы, прожоги, трещины;

4) обеспечен провар швов на всю глубину;

5) отсутствует межкристаллическая коррозия.

Механические и коррозионные свойства сварных соединений приведены в табл. 2.

Анализ табл. 2 показывает, что механические свойства сварных швов близки к таким же показателям основного металла $\sigma_в$ = 450...700 МПа.

При этом получены стабильные показатели механических характеристик, что подтверждает отсутствие скрытых дефектов шва.

Позднее была проведена модернизация сварочной установки, которая включала изготовление и установку блока с неплавящимся вольфрамовым электродом.

Технические характеристики блока

Сила тока, А . . . . . До 240
Напряжение дуги, В . . . . . 12...13
Скорость, м/ч:
сварки . . . . . До 10
подачи проволоки . . . . . До 100
Вылет вольфрамового электрода относительно сопла, мм . . . . . 7...8
Угол наклона горелки к заготовке, °С . . . . . 42...45
Диаметр присадочной проволоки, мм 1
Рабочая среда %:
чаши 75
аргон 25
Расход рабочей среды, л/мин:
гелий . . . . . 15...16
аргон . . . . . 5...6

1. Режимы сварки сталей типа 12Х18Н10Т

Толщина металла, мм	Форма кромок	Диаметр проволоки, мм	Режимы			Примечание
			Сила тока, А	Напряжение, В		
				дуги	в импульсе	
3,0	Без скоса кромок	1,6	150	23	8	Частота импульсов 50 Гц
3,9	Без скоса кромок		140...150	25	11	
	Со скосом кромок	2,0				
5,5	Без скоса кромок		100...170	28	14	Сварку выполняют на медной подкладке с шириной 5...7 мм и глубиной 0,5...1 мм канавки
	Со скосом кромок		160...170		15	

Примечания: 1. Скорость сварки 25...30 м/ч.
2. Скорость подачи проволоки до 300 м/ч.
3. Частота следования импульсов 100 Гц.
4. Расход аргона 16...17 л/мин.
5. Углекислого газа – 2...3 л/мин.
6. Марки сварочной проволоки – 04Х19Н11М3; 08Х20Н10Г6 и др.

2. Свойства соединений, полученных при разработанных режимах

Марка стали свариваемого материала	Механические показатели шва			Величина межкристаллитной коррозии
	Предел выносливости, МПа	Ударная вязкость, Дж/м^2	Угол загиба, градус	
12Х18Н10Т	603	157	180	Отсутствует
ЭИ811	656	133		
Х16Н6	986	128	160...180	
ЭП452	573	208		Не исследовалась

Модернизированная установка предназначена для сварки деталей из стали 12Х18Н10Т толщиной 3...4 мм.

Достигнуты стабильные показатели качества:

- отсутствие дефектов по шву;
- проплав по всей длине стыков;
- плавный переход к частям заготовки;
- проплав основного материала не более 0,8 мм;
- механические характеристики выше нормированных.

Вывод

Анализ шлифов показывает, что независимо от последующей обработки внутренние дефекты отсутствуют, а структура материала сохраняет свойства даже после двойной прокатки.

Во всех случаях величина зерна в шве и на его границах осталась близкой к исходной величине, хотя на границах имеется некоторый рост зерна, что объясняется условиями теплоотвода в этой зоне.

СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

Приводные детали и приспособления*

Применение	Эскиз	Наименование
		Коловорот для сменных головок с присоединительным квадратом (ГОСТ 25602)
		Ключ трещеточный для сменных головок с присоединительным квадратом (ГОСТ 22402)
		Ключ трещеточный реверсивный с переключателем с присоединительным квадратом (ГОСТ 22402)
		Ключ динамометрический для сменных головок с присоединительным квадратом
		Ключ динамометрический с фиксированным крутящим моментом
		Стержень приводной с рукояткой для вставок с внутренним присоединительным шестигранником
		Отвертка реверсивная с винтовым храповым механизмом
		Отвертка ударная для сменных головок

*Начало см. стр. 19.

УДК 621.757

О.С. Харькин, А.В. Дроботов, М.Г. Кристаль, *канд. техн. наук,* **Безрукова Т.В.**
(Волгоградский государственный технический университет)

Модель струйного сортировочного устройства

Предложена математическая модель струйного устройства для сортировки малогабаритных деталей. Проведены экспериментальные исследования, подтверждающие адекватность предлагаемой модели.

The mathematical model of parts driving in the jet sorting device surveyed. The experimental examinations confirming reliability of offered model are carried out

В производстве широко применяют устройства для сортировки деталей с разделением транспортного потока по нескольким каналам. Такие устройства предусматривают подачу деталей на измерительную позицию, контроль параметров и дальнейшее транспортное перемещение в соответствующие сортировочные каналы.

Применение струйных пневматических устройств считают перспективным направлением машиностроения. Они обеспечивают высокую надежность и производительность, позволяют сортировать детали малой жесткости и с легко повреждаемыми поверхностями.

Разработаны схемы струйных сортировочных устройств, в которых подача деталей на измерительную позицию, их перемещение в транспортных каналах закрытого типа и распределение по соответствующим приемным лоткам осуществляют струями сжатого воздуха [1, 2].

Для плоских цилиндрических деталей предложена схема сортировочного устройства (рис. 1) с горизонтальным транспортным каналом и приемными лотками, расположенными перпендикулярно или под некоторым углом к его оси.

Деталь *1* диаметром *d* и высотой *h* с измерительной позиции перемещается по транспортному каналу *2* струей воздуха, истекающей из силового сопла *3* (рис. 1). Для направления детали в соответствующий приемный лоток *4* необходимо затормозить ее и изменить траекторию движения. С этой целью напротив входа в приемный лоток устанавливают сортировочные сопла *5* под некоторым углом α навстречу движению детали. Струи воздуха, истекающие из сопел *5*, тормозят детали и направляют их в приемные лотки.

Математическая модель сортировочного устройства разработана с учетом следующих соображений.

Движение детали массой *m* в прямоугольном канале закрытого типа происходит под действием силы динамического давления F_1 струи воздуха, истекающей из силового сопла диаметром d_0, лобового сопротивления F_2, кулоновского трения F_3, силы противодавления F_4 струи воздуха, истекающей из сортировочного сопла диаметром d_c:

$$m\frac{d^2x}{dt^2}=F_1-F_2-F_3-F_4. \qquad (1)$$

Сила F_1 действует на деталь (на основании теоремы о количестве движения) и равна секундному импульсу силы

$$F_1=M(u-\nu)=\rho Q\left(u-\frac{dx}{dt}\right)=\rho S\left(u-\frac{dx}{dt}\right)^2, \qquad (2)$$

где *M* и *Q* – соответственно массовый и объемный расход струи; *u* – средняя скорость потока; ρ –

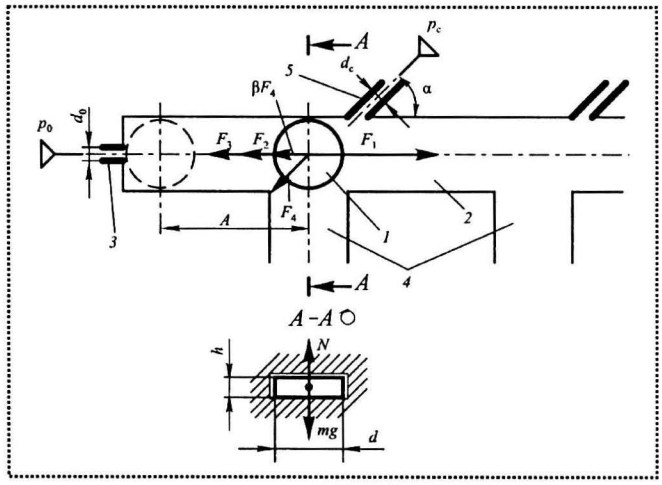


Рис. 1. Схема сортировочного устройства:
1 – деталь; *2* – транспортный канал; *3* – силовое сопло; *4* – приемный лоток; *5* – сортировочное сопло; *d* – диаметр детали; *h* – высота детали

плотность воздуха; S – поперечное сечение струи; dx/dt – скорость движения детали.

Скорость воздуха, выходящего из силовых и сортировочных сопел, определяли из условия адиабатного истечения воздуха из сопла. При этом за основу взяты приближенная схема и основные расчетные зависимости для свободной затопленной турбулентной струи несжимаемой жидкости.

Силу F_2 лобового сопротивления определяют зависимостью

$$F_2 = CS_{\text{м}}\frac{\rho v^2}{2}, \qquad (3)$$

где C – коэффициент лобового сопротивления тела; $S_{\text{м}}$ – площадь миделева сечения детали.

Сила трения детали о рабочую поверхность транспортного канала

$$F_3 = mgf,$$

где g – ускорение свободного падения; f – коэффициент трения материалов детали и рабочей поверхности транспортного канала.

Силу F_4 определяют аналогично силе F_1 с учетом угла α (наклона сортировочного сопла)

$$F_4 = \beta\rho S\left(u + \frac{dx}{dt}\right)^2 \cos\alpha, \qquad (4)$$

где β – коэффициент, учитывающий распределение струи сортировочного сопла между транспортным каналом и приемным лотком.

Уравнение (1) решали с использованием пакета "Maple 8". Условие сортировки – нулевая скорость $dx/dt = 0$ движения детали по транспортному каналу при достижении ею приемного лотка. Исходя из этого условия осуществляется выбор оптимальных параметров сортировочных устройств по критерию минимального времени (t) перемещения сортируемой детали на базовое расстояние A от силового сопла *3* до приемного лотка *4*.

В ходе экспериментов изменялись следующие величины:

- масса m деталей;
- коэффициент f трения детали по поверхности транспортирования;
- расстояние A от силового сопла до приемного лотка.

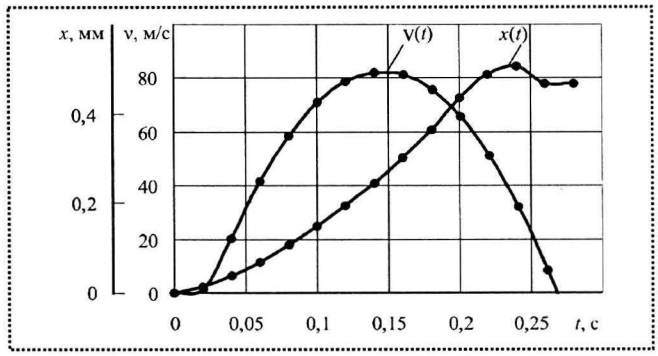


Рис. 2. Законы движения сортируемой детали от силового сопла до приемного лотка:
$x(t)$ – перемещение детали, мм; $v(t)$ – скорость движения детали, м/с, $v(t) = dx/dt$

Оценивали влияние величин давления сжатого воздуха в силовом p_0 и сортировочных p_c соплах, а также угла α наклона струи сортировочного сопла. В качестве исследуемого параметра выбран закон и траектории плоскопараллельного перемещения сортируемых деталей.

Для получения экспериментальных данных использовали метод хронофотографии с последующей обработкой кадров, полученных с помощью цифровой камеры IXUS 65 при освещении исследуемого объекта газоразрядной лампой стробоскопического тахометра СТ.

По результатам опытов получены законы движения сортируемой детали (рис. 2).

Вывод

Результаты экспериментального исследования подтвердили основные положения математической модели струйного сортировочного устройства, что позволяет использовать полученные зависимости для определения основных технологических параметров при проектировании данных устройств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Харькин О.С.** Струйные сортировочные устройства контрольных автоматов // Приборы и системы управления. 1998. № 6. С. 47–48.

2. **Харькин О.С., Кристаль М.Г.** Струйное устройство сортировки плоских деталей // Известия Волгоградского государственного технического университета. Сер. Автоматизация технологических процессов в машиностроении: межвуз. сб. науч. статей. № 5 (20). Волгоград: ВолгГТУ, 2006. С. 77–83.

Б.Л. Штриков, *д-р техн. наук,* **И.В. Шуваев**
(Самарский государственный технический университет)

Повышение качества резьбовых соединений путем применения ультразвука

Рассмотрены пути повышения качества резьбовых соединений путем направленного формирования и управления состоянием контактных связей по параметрам вибрационных сигналов, осуществляемых непосредственно в процессе сборки.

Важная роль в обеспечении эксплуатационных показателей машин и механизмов принадлежит сборочным операциям, при этом большую группу соединений составляют резьбовые соединения, от надежности и качества которых во многом зависят функциональные параметры узлов. Традиционные методы сборки и контроля этих соединений не всегда удовлетворяют все возрастающим требованиям к качеству узлов.

Перспективным направлением повышения эффективности традиционных процессов сборки и контроля качества резьбовых соединений является введение ультразвуковых колебаний в зону контакта поверхностей деталей, когда наряду с основными движениями, предусмотренными технологической схемой сборки, деталям сообщают колебания ультразвуковой частоты. Совместное действие ряда факторов и явлений, возникающих в ультразвуковом поле, открывает качественно новые возможности в организации и проведении процессов сборки и контроля качества соединений.

Несмотря на известные достоинства ультразвуковой сборки, области ее рационального применения раскрыты недостаточно и требуют дальнейшего углубленного изучения. В частности, практически не изучена возможность использования колебаний в диагностических целях. Получаемая при этом информация может быть использована как для оценки качества формируемого соединения, так и для оперативного управления ходом технологического процесса сборки.

Целью представленных материалов является повышение эффективности ультразвуковой сборки и качества резьбовых соединений путем управления состоянием формируемого соединения по параметрам вибрационных сигналов в процессе сборки.

Параметры, влияющие на качество сборки резьбового соединения, входят в уравнение

$$M_{кр} = Q_з\left[\frac{d_2}{2d}\left[\frac{P}{\pi d_2} + \frac{\mu_р}{\cos(\nu/2)}\right]d + \frac{\mu_т(D_т^3 - D_1^3)}{3(D_т^2 - D_1^2)}\right], \quad (1)$$

где $Q_з$ – сила затяжки; d_2 – средний диаметр резьбы; d – диаметр резьбы болта; P – шаг резьбы; $\mu_р$ – коэффициент трения в резьбовой паре; ν – угол профиля резьбы; $\mu_т$ – коэффициент трения по торцу диаметром $D_т$ головки болта, винта или гайки; D_1 – внутренний диаметр резьбы гайки.

Зависимость (1) является исходной для определения момента при затяжке резьбовых соединений деталей и учитывает момент сопротивления как в резьбовой паре, так и по торцу гайки или головки винта либо болта. Она показывает многофакторную связь между моментом на ключе гайковерта и силой затяжки, которая в значительной мере изменяется из-за колебаний приведенных коэффициентов трения $\mu_р$ и $\mu_т$ ввиду отклонений геометрических параметров резьбовых поверхностей и поверхностей соединяемых деталей, а также из-за отклонения от перпендикулярности опорного торца гайки, головки винта или болта и отклонения от параллельности торцов шайбы.

При сборке резьбовых соединений работа момента, прикладываемого к болту, распределяется на работу по преодолению сил трения в резьбе, в поверхностях контактирования головки болта и гайки с собираемыми деталями и создания силы предварительной затяжки. Соответственно, чем меньше коэффициент трения, тем меньшая часть работы расходуется на преодоление сил трения и тем большая ее часть расходуется на создание силы предварительной затяжки.

В целях повышения качества сборочного производства необходимо управлять формированием контактных связей в процессе соединения деталей.

Приложение ультразвуковых колебаний при сжатии и растяжении труднодеформируемых материалов способствует снижению сопротивления

пластической деформации, пределов текучести и прочности. *Эффективность ультразвукового воздействия на механические свойства указанных материалов определяется*:

- химическим составом;
- структурой;
- параметрами ультразвука;
- температурой испытаний.

Объемный эффект ультразвука и связанное с ним изменение механических свойств микрорельефа контактных поверхностей и поверхностного слоя обуславливают ряд важных особенностей ультразвуковой сборки резьбовых соединений, в частности, снижение энергозатрат и действующих сил, увеличение истинной площади сопряжения, повышение производительности сборки и качества изделий.

Расширение исследуемого диапазона параметров ультразвуковых колебаний позволило установить, что максимальная степень деформации образцов из стали 45 в резонансном режиме наступает при амплитуде $\xi = 20$ мкм при напряжениях, в четыре раза меньших по сравнению с обычным нагружением.

Наряду с объемным эффектом *введение ультразвука в зону контакта оказывает существенное влияние на характер фрикционного взаимодействия и на его основные показатели*.

Механизм воздействия ультразвука на силы трения заключается в изменении кинематических условий контактирования поверхностей, а также в изменении характера напряженного состояния металла в зоне трения. Установлено, что в зависимости от схемы подведения колебаний при оптимальных амплитудах и от величины удельных нагрузок коэффициент трения μ снижается в 2...4 раза.

Следует учитывать, что при ультразвуковой сборке с прекращением ультразвукового воздействия условный предел текучести $\sigma_т^у$ принимает первоначальное значение $\sigma_т$, и деталь, затянутая до условного предела текучести, может оказаться недозатянутой. Этого можно избежать, учитывая зависимость эффективности воздействия ультразвука от амплитуды колебаний.

Для каждой крепежной детали можно рассчитать и графически изобразить зависимость между прикладываемым моментом, коэффициентом трения, величиной силы затяжки и пределами текучести и прочности. Разработан алгоритм ультразвуковой сборки резьбовых соединений, в соответствии с которым затяжку производят с использованием эффектов снижения предела текучести и трения при воздействии ультразвуковых колебаний (рис. 1). Предложено операции наживления, свинчивания и основную фазу затяжки проводить при максимальных значениях амплитуды ультразвуковых колебаний. Затем последовательно снижать амплитуду до минимального значения, причем уменьшение амплитуды колебаний производить при изменении знака приращения крутящего момента, соответствующего достижению предела текучести для данной амплитуды ультразвуковых колебаний.

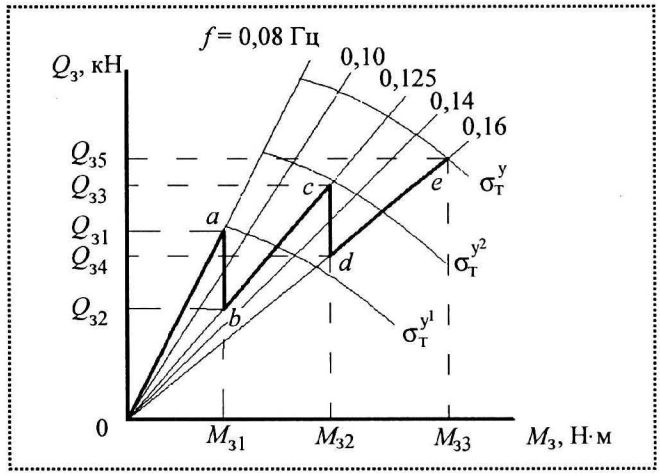


Рис. 1. Изменение силы затяжки $Q_з$ крепежной детали в зависимости от прикладываемого момента $M_з$ при ультразвуковой сборке:

$\sigma_т$ и $\sigma_в$ – соответственно пределы текучести и прочности при обычной сборке; $\sigma_т^у$ и $\sigma_в^у$ – соответственно пределы текучести и прочности при ультразвуковой сборке

Процесс затяжки необходимо завершать при минимальной амплитуде ультразвуковых колебаний (1...2 мкм), чтобы не превысить предел текучести материала $\sigma_т$.

Целью управления процессом затяжки резьбовых соединений является снижение силовых параметров процесса, что положительно отражается как на проведении операций сборки, так и на качестве формируемого соединения.

Для эффективной реализации разработанного алгоритма сборки резьбовых соединений необходимо оперативно определять момент вхождения процесса затяжки в область пластических деформаций и в соответствии с этим изменять параметры ультразвуковых колебаний. Для этой цели контро-

лируют изменение знака приращения крутящего момента.

Градиент момента

$$G = \frac{d^2 M}{d\theta^2} \geq 0,$$

где M – момент, прикладываемый к головке болта; θ – угол поворота головки болта.

Если

$$G = d^2 M / d\theta,$$

то болт находится в области упругих деформаций.

При возникновении пластических деформаций в соединении положительный знак приращения крутящего момента меняется на отрицательный

$$-G = \frac{d^2 M}{d\theta^2} < 0,$$

что может служить основанием для уменьшения амплитуды ультразвуковых колебаний.

При окончании затяжки и прекращении воздействия на соединение крутящего момента возможно использование ультразвуковых колебаний для увеличения фактической площади контактирования поверхностей, увеличивающей количество очагов возникновения адгезионных связей, что приводит к повышению прочности соединения.

Для определения состояния резьбовых соединений при сборке с ультразвуком перспективным является использование методов вибродиагностики, основанных на наличии корреляционных зависимостей динамических характеристик всего узла от контактного давления в соединениях и жесткости стыков.

Изменение жесткости отдельных элементов способствует изменению приведенной жесткости узла, а вместе с тем и присущих ему динамических характеристик искусственно создаваемого вибрационного поля: частот и амплитуд резонансных колебаний, показателей демпфирования, импедансных и фазовых соотношений.

Механические колебания используют для одновременного осуществления двух полезных функций:

• возбуждение резонансных колебаний приводит к снижению трения, устраняет перекосы и деформации в процессе свинчивания;

• механические колебания являются источником информации о параметрах динамического качества колебательной механической системы.

Одной из динамических характеристик, используемых для определения качества процесса, является коэффициент динамичности

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{4h^2\omega^2}{\omega_0^4}}}, \qquad (2)$$

показывающий, во сколько раз амплитуда установившихся вынужденных колебаний больше перемещения $y_{ст} = P/C$, вызываемого статически приложенной силой P.

Резонансное значение динамического коэффициента называют добротностью системы, которая является количественной характеристикой резонансных свойств колебательных систем, показывающей, во сколько раз амплитуда вынужденных колебаний при резонансе превышает амплитуду вынужденных колебаний на частоте много ниже резонансной при одинаковой амплитуде вынуждающей силы; чем больше добротность, тем острее резонансный пик.

Рассмотренные параметры динамического качества колебательной механической системы (добротность и коэффициент динамичности) положены в основу разработанных и защищенных патентами способов ультразвуковой сборки резьбовых соединений.

На рис. 2 показана схема устройства для реализации предлагаемого способа. Способ сборки резьбовых соединений реализуют следующим образом. В контролируемом изделии, состоящем из собираемых деталей *3* и *4*, в процессе свинчивания возбуждают и принимают колебания, добиваясь резонанса. Колебания возбуждают пьезокерамическим преобразователем *6* и усиливают по амплитуде концентратором *5*. Колебания, прошедшие через испытуемое соединение, воспринимаются вибродатчиком *9* и преобразуются в электрический сигнал, который после усиления в усилителе *10* поступает на вход блока возбуждения колебаний *11*. С помощью усилителя *10* и блока возбуждения *11* подбирают условия, обеспечивающие возбуждение колебаний на собственной частоте контролируемого соединения. Учитывая, что амплитуда сигнала U_0 на выходе блока возбуждения колебаний *11* поддерживается постоянной, то амплитуда сигнала U_c

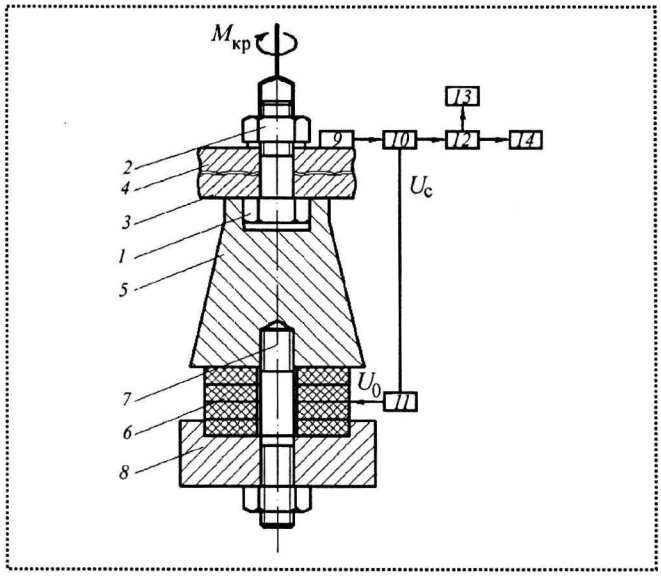


Рис. 2. Схема устройства для реализации способа сборки: *1* – гайка; *2* – болт; *3, 4* – собираемые детали; *5* – концентратор; *6, 12* – преобразователи; *7, 8* – корпуса (основание); *9* – вибродатчик; *10* – усилитель возбуждения колебаний; *11* – блок возбуждения колебаний; *13, 14* – ЭВМ

на выходе усилителя *10* будет прямо пропорциональна величине добротности Q_i колебательной системы.

Предлагаемый способ сборки резьбовых соединений позволяет обеспечить гарантированное качество каждого соединения без ужесточения технологии изготовления и сборки деталей за счет соответствующих средств контроля.

На основе разработанной трехмерной конечно-элементной модели в рамках программного комплекса ANSYS проведен компьютерный анализ напряженно-деформированного состояния резьбового соединения при ультразвуковой сборке; с учетом динамики процесса ультразвуковой сборки проведен модальный и частотный анализы компьютерной модели резьбового соединения.

Применение ультразвуковых колебаний при сборке коренным образом изменяет характер поведения системы, переводя ее из статического в динамическое состояние, при котором необходим учет сил инерции и демпфирования. Общее уравнение движения системы имеет вид

$$[M]\{y''\}+[D]\{y'\}+[K]\{y\}=F(t), \qquad (3)$$

где $[M]$ – матрица масс; $[D]$ – матрица демпфирования; $[K]$ – матрица жесткостей; $F(t)$ – вынуждающая сила; $\{y\}$ – вектор перемещений.

Моделирование процесса сборки резьбового соединения при воздействии ультразвуковых колебаний представляет собой сложную задачу, поэтому она была разбита на три более простые части, являющиеся частным случаем общего уравнения движения (2):

- моделирование напряженно-деформированного состояния (НДС) двухмерной и трехмерной модели резьбового соединения с использованием специального элемента PRETS179 (статический анализ);
- определение собственных (резонансных) форм и частот соединения (модальный анализ);
- определение реакции системы на вынуждающее гармоническое воздействие (частотный анализ).

При этом процесс затяжки рассматривался как совокупность четырех этапов расчета, на каждом из которых проводили перечисленные выше виды анализа. Каждому этапу соответствовала определенная сила затяжки.

Рассматривали соединение двух деталей при помощи резьбового соединения болт–гайка. Эксперименты проводили для резьбы М8×1,25. Материал – сталь 45, модуль упругости $E = 2\cdot10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона $\mu = 0{,}3$, осевая сила $Q_з$, действующая на соединения: 3034, 6068, 9103, 15172 Н. Параметры УЗК: амплитуда ξ – 10 мкм, исследования проводили при изменении частоты f = 0...40000 Гц. Были построены двух- и трехмерные модели.

Проведение статического анализа необходимо для получения картины распределения НДС в резьбовом соединении и для определения значений контактной жесткости в стыках, необходимых для гармонического анализа.

При анализе результатов решения были получены значения контактной жесткости для стыков (табл. 1):

- головки болта с деталью – контакт № 1;
- детали с деталью – контакт № 2;
- витков гайки и болта – контакт № 3.

1. Значения контактной жесткости

Сила затяжки, Н	Жесткость в контакте , Н/м^3		
	№ 1	№ 2	№ 2
3034	$1{,}55\cdot10^{11}$	$8{,}57\cdot10^{10}$	$1{,}37\cdot10^{11}$
6069	$2{,}31\cdot10^{11}$	$8{,}3\cdot10^{10}$	$2{,}16\cdot10^{11}$
9102	$3{,}52\cdot10^{11}$	$1{,}17\cdot10^{11}$	$3{,}41\cdot10^{11}$
12137	$3{,}63\cdot10^{11}$	$1{,}47\cdot10^{11}$	$3{,}52\cdot10^{11}$

Рисунки к статье Г.Г. Кожушко, Н.В. Савиновой, Д.А. Ямпольского, Г.Ю. Рыбака

“ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ МОСТОВОГО КРАНА”

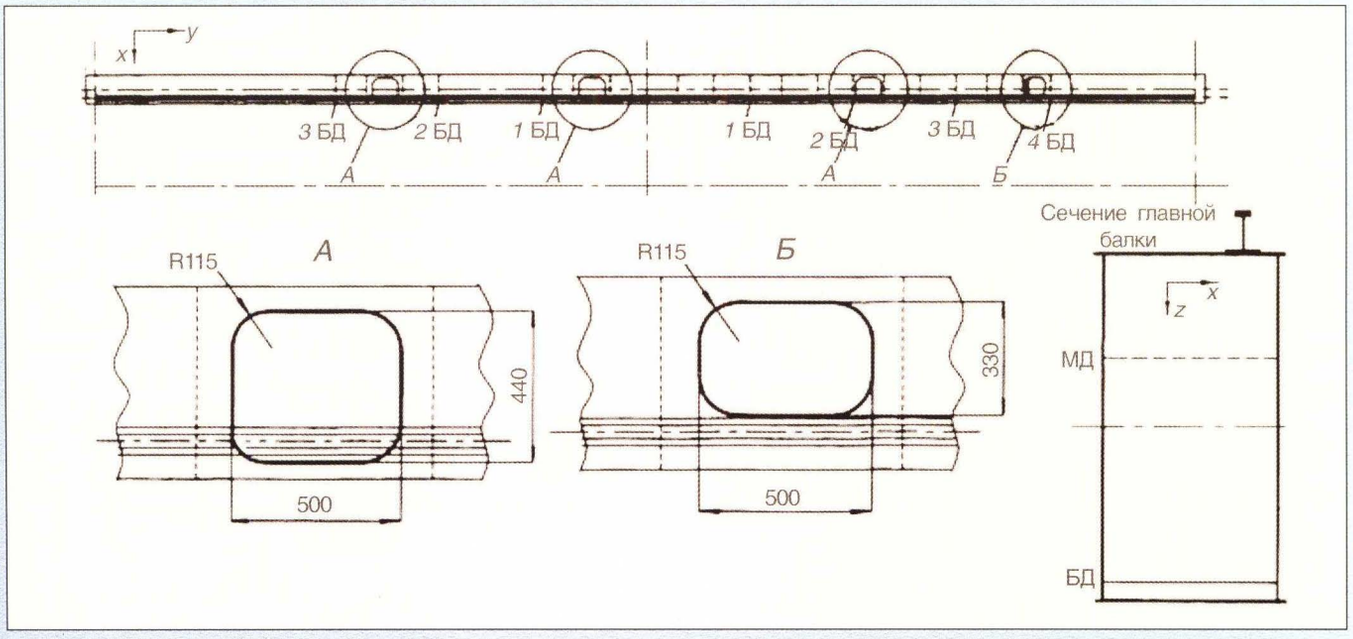


Рис. 1. Схема выполнения отверстий в верхнем поясе балки:
БД – большие диафрагмы (ребра жесткости);
МД – малые диафрагмы;
1,2,3,4 – номера сечений

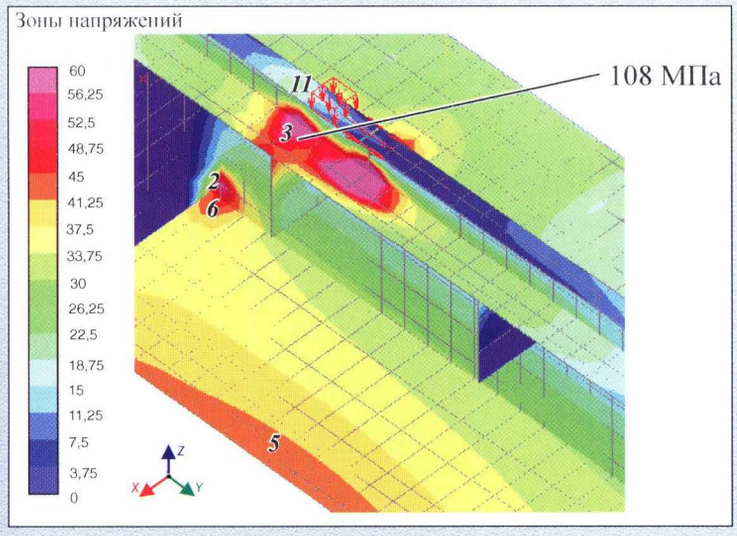


Рис. 2. Карта напряжений для модели 6 в месте стыка рельса (см. табл. 1):
2,3,5,6,11 – номера зон напряжений

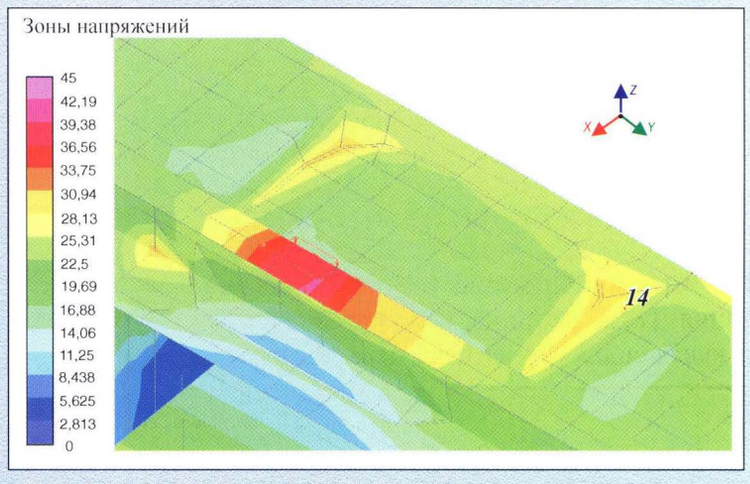


Рис. 3. Карта напряжений в зоне заваренного отверстия по расчетной модели 10 (см. табл. 1):
14 – номер зоны напряжения

Модальный анализ. Состояние механической системы, работающей в условиях вибрационных нагрузок, определяют графическим изображением форм ее колебаний на собственных частотах. *Форма колебаний линейной системы, колеблющейся с одной из собственных частот, называется собственной формой или модой колебаний.*

Информация о собственных частотах и формах колебаний необходима не только при изучении свободных колебаний, но и для анализа резонансных состояний, а также устойчивости замкнутой системы.

В программе ANSYS модальный анализ – это решение задачи о свободных затухающих или незатухающих колебаниях дискретной системы, которая описывается уравнением движения

$$[M]\{y''\}+[D]\{y'\}+[K]\{y\}=0. \qquad (4)$$

Модальный анализ проводили для предварительно напряженных конструкций.

В диапазоне частот 0...40 000 Гц для соединения, затянутого с силой 3034 Н, было найдено три моды, данные о которых сведены в табл. 2.

Также были найдены собственные частоты для других значений сил затяжки. Собственные формы для всех значений сил затяжки совпадали.

Гармонический анализ. Анализ гармонического воздействия используют для определения параметров установившегося движения линейной системы при синусоидальном силовом возбуждении. Этот вид анализа актуален при исследовании влияния нагрузок, меняющихся во времени по гармоническому закону.

Уравнение для этого вида анализа представляет собой специальный случай общего уравнения движения, в котором вынуждающая сила $\{F(t)\}$ является синусоидальной функцией времени с известными амплитудой A_F и частотой ω:

$$[M]\{y''\}+[D]\{y'\}+[K]\{y\}=F(t)\sin(\omega t). \qquad (5)$$

2. Моды резьбового соединения, затянутого с $Q_з$ = 3034 Н

Номер моды	Частота, Гц
1	1695
2	17087
3	26418

Примечания: 1. Мода 1 – продольные колебания тела болта.

2. Мода 2 – продольные колебания болта и скрепляемых деталей при неподвижной гайке.

3. Мода 3 – поперечные колебания тела болта, относительно оси при неподвижной головке болта, максимальная амплитуда колебаний соответствует середине тела болта.

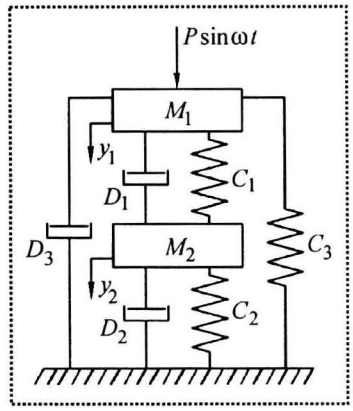


Рис. 3. Динамическая модель резьбового соединения

Для определения в программе ANSYS гармонических параметров колебательной системы была построена динамическая модель, показанная на рис. 3.

Дифференциальные уравнения движения полученной динамической модели имеют вид

$$\begin{aligned} &M_1\ddot{y}_1+D_1(\dot{y}_1-\dot{y}_2)+D_3\dot{y}_1+\\ &+C_1(y_1-y_2)+C_3y_1=P\sin\omega t;\\ &M_2\ddot{y}_2+D_1(\dot{y}_2-\dot{y}_1)+D_2\dot{y}_2+C_1(y_2-y_2)+C_2y_2=0. \end{aligned} \qquad (6)$$

Принимая во внимание, что массы M_1 и M_2 находятся под воздействием гармонической вынуждающей силы, решение уравнений может быть представлено в виде

$$y_1=A_1\sin\omega_1 t,\ y_2=A_2\sin\omega_2 t,$$

где A_1 и A_2 – амплитуды; ω_1 и ω_2 – частоты колебаний масс соответственно M_1 и M_2.

При гармоническом анализе резьбового соединения были получены амплитудно-частотные характеристики. На рис. 4 представлена АЧХ для случая затяжки с силой 3034 Н. При затяжке с силой 3034 Н система имеет два резонансных пика на частотах: f_1 = 2500 Гц, f_2 = 18 000 Гц.

В табл. 3 приведены резонансные частоты для различных сил затяжки.

На основе проведенных исследований можно сделать вывод, что при увеличении силы затяжки возрастает резонансная частота и снижается амплитуда перемещений в зоне резонанса, что характеризует повышение жесткости соединения.

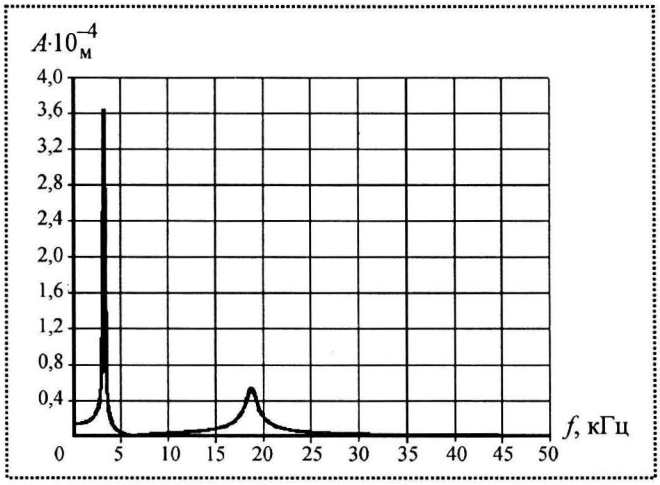


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика резьбового соединения, затянутого с силой 3034 Н

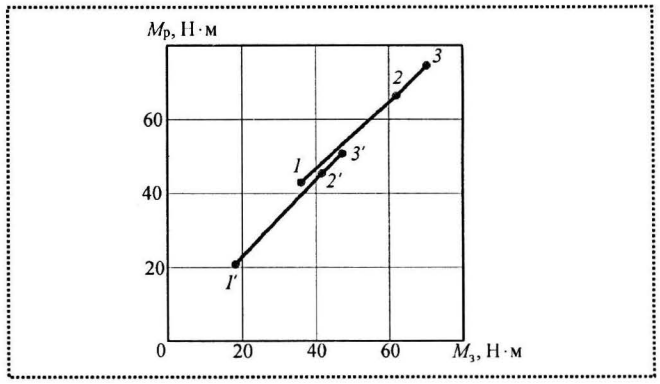


Рис. 5. Влияние способа ультразвуковой сборки на моменты $M_р$ развинчивания соединений:
1, 2, 3 – моменты развинчивания для болтов М8×1,25; М10×1,25; М12×1,25, затянутых с изменением амплитуды; *1′, 2′, 3′* – моменты развинчивания для болтов М8×1,25; М10×1,25; М12×1,25, затянутых с постоянной амплитудой колебаний

Сравнение результатов модального и гармонического анализов показывает, что при одной силе затяжки различие между собственными частотами колебаний составляет 6 %.

Для проверки теоретических положений проведены экспериментальные исследования различных способов ультразвуковой сборки.

На рис. 5 показан результат сравнения способов сборки с последовательным уменьшением амплитуды и с постоянной амплитудой колебаний. Объектом исследований служили болты М8×1,25; М10×1,25; М12×1,25 классов прочности 5 и 8 с пределом прочности $\sigma_в$ = 500 МПа и пределом текучести $\sigma_т$ = 400 МПа, приведенным коэффициентом трения μ = 0,15. Деталям сообщались продольные колебания.

Установлено, что при сборке с последовательно уменьшающимися амплитудами более полно используются прочностные свойства болтов; надежность соединений, затянутых этим способом, выше, чем соединений, затянутых с постоянной амплитудой ультразвуковых колебаний на 50...100 %.

3. Значения резонансных частот

Силы затяжки, Н	Частоты резонансных пиков, Гц	
	первого	второго
3034	2500	18 000
6069	3800	2290
9102	5070	3120
12 138	7120	4380

Также проводили исследования возможности использования частотных характеристик для определения качества затяжки соединения в следующей последовательности:

- собираемые детали, закрепленные в тисках, затягивались болтом. Силу затяжки контролировали по удлинению болта, измеряемому микрометром;
- на собираемой детали крепился датчик вибрации KD 35, соединенный с аналого-цифровым преобразователем (АЦП). Затяжку до заданного момента производили с применением ультразвуковых колебаний, под действием которых соединение также колебалось;
- колебания соединения преобразовывались датчиком в электрический сигнал, который передавался в АЦП, подключенный к ЭВМ. В АЦП сигнал преобразовывался в двоичный код, передавался в ЭВМ и там анализировался;
- полученные при обработке сигналов характеристики соединения сравнивали и анализировали.

Анализируя в программе SpeakerWorkshop сигналы, поступающие с датчика вибрации, строили графики колебательного процесса для различных моментов затяжки.

На рис. 6 показан ультразвуковой сигнал во временно́й области при затяжке с силой 3034 Н.

При проведении над сигналом во временно́й области быстрого преобразования Фурье были получены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ)

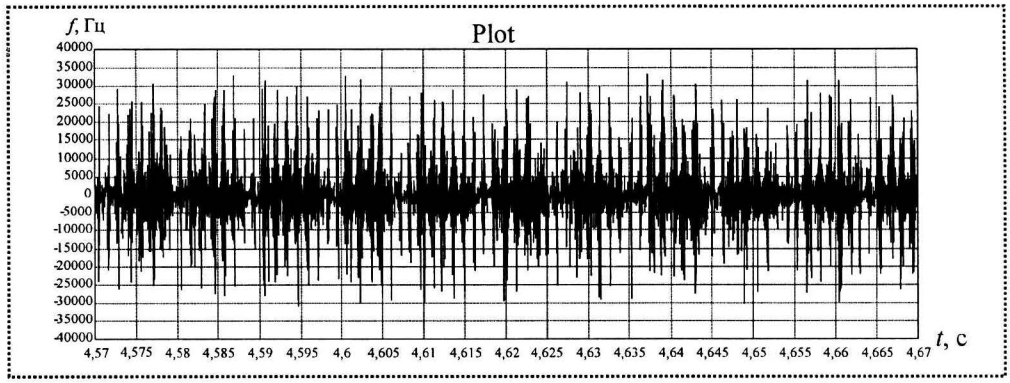


Рис. 6. УЗ-сигнал системы, затянутой с силой 3034 Н

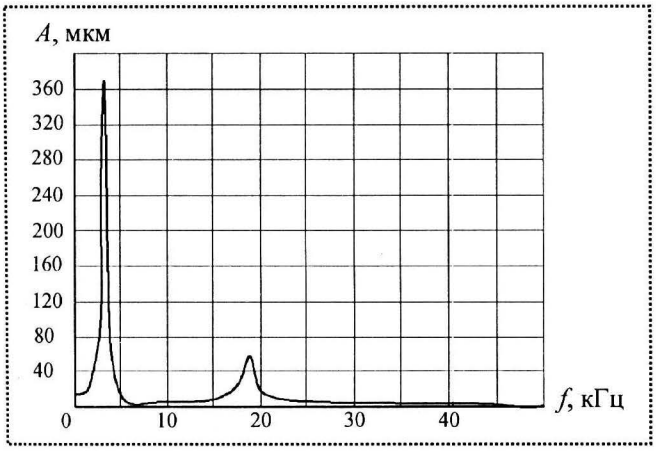


Рис. 7. Амплитудно-частотная характеристика соединения, затянутого с силой 3034 Н

систем. На рис. 7 показана АЧХ системы, затянутой с силой 3034 Н. Собственные частоты системы: f_1 = = 2720 Гц, f_2 = 18 400 Гц.

В табл. 4 приведены резонансные частоты для различных сил затяжки.

Сравнение АЧХ, полученных экспериментальным путем, с частотными характеристиками, полученными при моделировании в ANSYS, выявило расхождение между ними в 8 %.

Проведенные исследования показали возможность оценки динамических характеристик соединения при возбуждении ультразвуковых резонансных колебаний.

Выводы

1. Исследованы особенности процесса ультразвуковой сборки резьбовых соединений, с учетом которых разработана модель, связывающая характеристики деталей и режимы ультразвуковой сборки с показателями эксплуатационных свойств резьбовых соединений.

4. Экспериментально полученные резонансные частоты

Силы затяжки, Н	Частоты резонансных пиков, Гц	
	первого	второго
3034	2720	18 400
6069	3620	22 630
9102	5140	37 560
12 138	7370	44 100

2. Обоснован алгоритм повышения эффективности ультразвуковой сборки резьбовых соединений с учетом изменений характеристик трения и пластичности деталей.

3. Синтезированы и исследованы в программном комплексе ANSYS динамические модели резьбовых соединений при дополнительных ультразвуковых воздействиях.

4. Разработаны патентнозащищенные способы оценки качества формируемого соединения по динамическим параметрам эквивалентной колебательной системы.

5. На основании выполненных теоретических и экспериментальных исследований реализован комплекс конструкторско-технологических решений, позволяющих повысить эффективность технологического процесса сборки и улучшить качество формируемых соединений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Штриков Б.Л., Шуваев И.В.** Обеспечение качества сборки резьбовых соединений / "Обеспечение и повышение качества машин на этапах их жизненного цикла": Материалы 5-й Междунар. науч.-техн. конф. Брянск. БГТУ. 2005. С. 190.

2. **Патент РФ** № 2228256, МПК В 25 В 21/00. Способ сборки резьбовых соединений / В.Г. Шуваев, Б.Л. Штриков, И.В. Шуваев. Опубл. в БИ № 10.05.2004.

Б.Г. Заверняев, Э.В. Курис, М.В. Щеглов
(Донской государственный технический университет)

Диагностика точности ступенчаторегулируемого привода

Рассмотрены проблемы диагностики точности ступенчаторегулируемого привода на примере коробки скоростей токарно-винторезного станка. Предложен метод оценки точности с помощью анализа ряда погрешностей, рассчитанных относительно значений геометрической прогрессии.

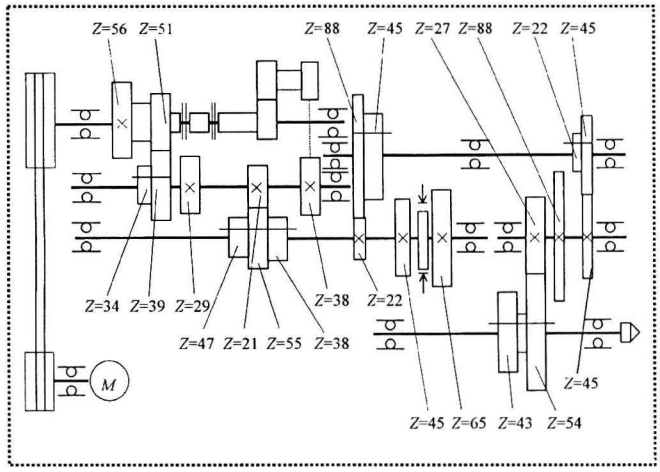
Отраслевой стандарт устанавливает нормативные величины на точность реализации ряда частот вращения. Но ни в стандарте, ни в других литературных источниках не указано, как определить причину его превышения и основной источник погрешности. Для этого в качестве критерия можно использовать относительную погрешность ряда, рассчитанного по уравнениям кинематического баланса или измеренного экспериментально. В качестве примера рассмотрим привод токарно-винторезного станка мод. 1К625, кинематическая схема которого приведена на рис. 1.

Методика анализа разработана на основе описанной ранее [1] теории образования погрешности в множительной структуре. Выражения для погрешности первой и второй ступеней при определении суммированием составляющих отличаются только слагаемыми от тех передач, которые меняются при переключении:

$$\begin{aligned} W_2 &= W_p + W_{12} + W_{21} + W_{31}, \\ W_1 &= W_p + W_{11} + W_{21} + W_{31}, \end{aligned} \qquad (1)$$

где W_1, W_2, ..., W_k – общая погрешность ряда; W_p – относительная погрешность постоянных элементов; W_{11}, W_{12} – относительная погрешность переключаемых пар; W_{21}, W_{31} – погрешность передач, включенных на обеих ступенях.

Если вычесть из первого выражения второе, то все одинаковые слагаемые взаимно уничтожаются, а разность погрешности передаточных отношений переключаемых передач R_{12} (т.е. погрешность второго передаточного отношения относительно первого) равна разности общих передаточных отношений на соответствующих ступенях, измеренных



Кинематическая схема привода главного движения станка мод. 1К625

или определенных по уравнениям кинематического баланса:

$$R_{12} = W_{12} - W_{11} = W_2 - W_1. \qquad (2)$$

Таким образом, представление о погрешности передаточных отношений можно получить на основе анализа ряда общей относительной погрешности, не определяя расчетных и фактических передаточных отношений отдельных зубчатых пар. Такая методика особенно удобна в тех случаях, когда имеются измеренные фактические частоты и известен порядок переключения подвижных блоков.

Анализ ряда погрешности, определенной относительно геометрических значений частоты

При использовании данного метода для повышения точности конечных результатов необходимо исключить влияние погрешности округления стандартного ряда и рассчитать погрешность множительной структуры относительно значений исходной геометрической прогрессии. Последние определяют возведением в соответствующую степень знаменателя ряда φ. Так, для ряда, имеющегося в

коробке скоростей станка мод. 1К625, они будут равны

$$N_{g1} = \varphi^{11} = 1{,}258925^{11};\ N_{g2} = \varphi^{12} = 1{,}258925^{12};\ ...;$$
$$N_{gk} = \varphi^{(10+k)},$$

где N_{g1}, ..., N_{gk} – геометрические значения частоты; k – порядковый номер ступени.

Погрешность ряда частот, рассчитанных по уравнениям кинематического баланса относительно новой базы сравнения (их геометрических значений), вычисляют по формулам

$$W_1 = \frac{N_{f1} - N_{g1}}{N_{g1}} 100\ \%,\ W_2 = \frac{N_{f2} - N_{g2}}{N_{g2}} 100\ \%, ...,$$
$$W_k = \frac{N_{fk} - N_{gk}}{N_{gk}} 100\ \%. \quad (3)$$

В табл. 1 приведены рассчитанные по уравнениям кинематического баланса значения фактической частоты N_f, предпочтительные числа N_{st}, члены исходной геометрической прогрессии, погрешность относительно геометрической и стандартной частоты, а также погрешность округления, определенная по обычной формуле

$$W_{st} = \frac{N_{gk} - N_{sk}}{N_{sk}} 100\ \%.$$

Из табл. 1 видно, что погрешность округления предпочтительных чисел достигает ±1 % и оказывает сильное маскирующее действие на общую погрешность. Так, для первых двух ступеней значения погрешности, определенной относительно геометрических значений частоты, отличаются всего на 0,046 %, а вторая величина является большей. Величины погрешности, определенной относительно предпочтительных (стандартных) чисел для тех же ступеней, различаются на 1,693 %, а большей оказывается первая величина.

В ходе анализа вначале следует определить разность погрешностей, получаемых варьированием передач первой группы, и их среднее арифметическое значение. Так, для рассматриваемого станка

$$R_{11} = W_2 - W_1;\ R_{12} = W_4 - W_3;$$
$$R_{13} = W_6 - W_5;\ R_{1k} = W_{2k} - W_{2k-1}, \quad (4)$$

$$R_{1S} = (R_{11} + R_{12} + R_{13} + ... R_{1k})/k, \quad (5)$$

где R_{1S} – фактически является усредненным полем рассеивания погрешности первой группы:

$$C_1 = R_{1S}.$$

При небольшой величине C_1 (0,2...0,5 %) считают, что эта группа существенной роли в процессе образования погрешности не играет.

Аналогичным образом определяют разность величин погрешностей, получаемых варьированием передач второй группы. Для этого сначала рассматривают ступени, получаемые с участием:

- второй и первой передач:

$$R_{21} = W_3 - W_1;\ R_{22} = W_4 - W_2;\ R_{23} = W_9 - W_7;$$
$$R_{24} = W_{10} - W_8;\ R_{25} = W_{15} - W_{13};\ R_{26} = W_{16} - W_{14}; \quad (6)$$
$$R_{27} = W_{23} - W_{19};\ R_{28} = W_{22} - W_{20},$$

$$R_{22S} = (R_{21} + R_{22} + R_{23} + ... + R_{28})/8, \quad (7)$$

- третьей и первой передач во второй группе:

$$R_{31} = W_5 - W_1;\ R_{32} = W_6 - W_2;\ R_{33} = W_{11} - W_7;$$
$$R_{34} = W_{12} - W_8;\ R_{35} = W_{17} - W_{13};\ R_{36} = W_{18} - W_{14}; \quad (8)$$
$$R_{37} = W_{21} - W_{19};\ R_{38} = W_{24} - W_{20}.$$

$$R_{33S} = (R_{31} + R_{32} + R_{33} + ... + R_{38})/8. \quad (9)$$

Считая, что разность R_{21S} равна нулю, из трех значений R_{21S}, R_{22S}, R_{23S} необходимо выбрать максимальное R_{2SB} и минимальное R_{2SM} и по ним определить поле рассеивания погрешности во второй группе

$$C_2 = R_{2SB} - R_{2SM}.$$

Если $C_2 > 1$ %, то можно считать, что вторая группа является источником повышенной погрешности, а передача с наибольшей по абсолютной величине погрешностью – причиной превышения норматива.

Подобным образом можно оценить роль третьей группы (в рассматриваемом примере – переборной). Для этого вначале рассматривают разность для ступеней, определяемых с участием:

- второй и первой групп:

$$R_{41} = W_7 - W_1;\ R_{42} = W_8 - W_2;\ R_{43} = W_9 - W_3;$$
$$R_{44} = W_{10} - W_4;\ R_{45} = W_{11} - W_5;\ R_{46} = W_{12} - W_6; \quad (10)$$

$$R_{32S} = (R_{41} + R_{42} + R_{43} + ... + R_{46})/6, \quad (11)$$

- третьей и первой:

$$R_{51} = W_{13} - W_1;\ R_{52} = W_{14} - W_2;\ R_{53} = W_{15} - W_3;$$
$$R_{54} = W_{16} - W_4;\ R_{55} = W_{17} - W_5;\ R_{56} = W_{18} - W_6; \quad (12)$$

$$R_{33S} = (R_{51} + R_{52} + R_{53} + ... R_{56})/6, \quad (13)$$

1. Анализ ряда погрешности относительно геометрической частоты

№ ступени	Число зубьев в шестерне	Частота вращения, мин$^{-1}$			Относительная погрешность, %			
					к частоте		разность	округления ряда W_{st}
					геометрической	стандартной		
		фактическая N_f	стандартная N_{st}	геометрическая N_g	W_g	W_s	$W_s - W_g$	
1	$840{,}24\frac{51}{39}\frac{21}{55}\frac{22}{88}\frac{22}{88}\frac{27}{54}$	13,110	12,5	12,589	4,142	4,880	0,738	0,714
2	$\frac{56}{34}$	16,513	16	16,849	4,188	3,187	–1,001	–0,944
3	$\frac{51}{39}\frac{29}{47}$	21,186	20	19,953	6,184	5,950	–0,189	–0,237
4	$\frac{56}{34}$	26,685	25	25,119	6,234	6,720	0,486	0,475
5	$\frac{51}{39}\frac{38}{38}$	34,337	31,5	31,623	8,582	9,020	0,438	0,389
6	$\frac{56}{34}$	43,248	40	39,811	8,633	8,125	–0,508	–0,474
7	$840{,}24\frac{51}{39}\frac{21}{55}\frac{22}{88}\frac{45}{45}\frac{27}{54}$	52,442	50	50,119	4,635	4,880	0,245	0,237
8	$\frac{56}{34}$	66,051	63	63,096	4,684	4,840	0,156	0,152
9	$\frac{51}{39}\frac{29}{47}$	84,746	80	79,433	6,689	5,940	–0,749	–0,709
10	$\frac{56}{34}$	106,7739	100	100,000	6,739	6,740	0,001	0,000
11	$\frac{51}{39}\frac{38}{38}$	137,347	125	125,8925	9,099	9,788	0,779	0,714
12	$\frac{56}{34}$	172,991	160	158,489	9,150	8,120	–1,030	–0,944
13	$840{,}24\frac{51}{39}\frac{21}{55}\frac{45}{45}\frac{45}{45}\frac{27}{54}$	209,766	200	199,526	5,132	4,880	–0,252	–0,237
14	$\frac{56}{34}$	264,204	250	251,188	5,181	5,680	0,499	0,475
15	$\frac{51}{39}\frac{29}{47}$	338,984	315	316,228	7,196	7,610	0,414	0,389
16	$\frac{56}{34}$	426,955	400	398,107	7,246	6,740	–0,506	–0,474
17	$\frac{51}{39}\frac{38}{38}$	549,388	500	501,187	9,617	9,878	0,261	0,237
18	$\frac{56}{34}$	691,962	630	630,957	9,669	9,935	0,266	0,152
19	$840{,}24\frac{51}{39}\frac{21}{55}\frac{65}{43}$	634,177	630	630,957	0,510	0,663	0,153	0,152
20	$\frac{56}{34}$	798,756	800	794,328	0,557	–0,155	–0,712	–0,709
21	$\frac{51}{39}\frac{29}{47}$	1024,835	1000	999,999	2,438	2,480	–0,003	0,000
22	$\frac{56}{34}$	1290,796	1250	1258,925	2,532	3,264	0,732	0,714
23	$\frac{51}{39}\frac{38}{38}$	1660,939	1600	1584,893	4,798	3,809	–0,989	–0,944
24	$\frac{56}{34}$	2091,979	2000	1995,262	4,847	4,599	–0,248	–0,237

Обозначения: числитель – количество звездочек ведущей шестерни; знаменатель – количество звездочек ведомой шестерни.

■ между четвертой и первой:

$$R_{61}=W_{19}-W_1;\ R_{62}=W_{20}-W_2;\ R_{63}=W_{21}-W_3;\quad (14)$$
$$R_{64}=W_{22}-W_4;\ R_{65}=W_{23}-W_5;\ R_{66}=W_{24}-W_6;$$

$$R_{34\,S}=(R_{61}+R_{62}+R_{63}+...+R_{66})/6. \quad (15)$$

Приняв, что $R_{31S}=0$, среди значений R_{3S} следует выбрать максимальное R_{3SB} и минимальное R_{3SM} и по ним определить поле рассеивания погрешности в переборной группе

$$C_3=R_{3\,SB}-R_{3\,SM}.$$

Сравнить и оценить полученные значения погрешностей передач и полей рассеивания можно, составив матрицу погрешности множительной части (табл. 2).

По матрице погрешностей можно сразу определить группу с наибольшей погрешностью (максимальным полем рассеивания), а в группах – отдельные передачи, ответственные за это – с наибольшей относительной погрешностью. В рассматриваемом примере это вторая и переборная группы, а в них последние передачи.

По матрице погрешностей можно определить общее поле рассеивания суммированием групповых полей

$$C=C_1+C_2+C_3=9{,}693\ \% \quad (16)$$

или из ряда погрешности по ее экстремальным значениям

$$C=W_{\max}-W_{\min}=9{,}669-0{,}510=9{,}159\ \%. \quad (17)$$

Сравнение этих величин показывает их небольшое расхождение и подтверждает возможность использования данного метода для выявления групп и даже отдельных передач, вносящих погрешность в итоговый ряд частот вращения.

2. Значения погрешностей передач и полей рассеивания

№ передачи	№ группы		
	2_1	3_2	Перебор
4	–	–	$R_{34S}=-4{,}211$
3	–	$R_{23S}=4{,}420$	$R_{33S}=1{,}013$
2	$R_{12S}=0{,}049$	$R_{22S}=2{,}046$	$R_{32S}=0{,}506$
1	0,000	0,000	0,000
Поле	$C_1=0{,}049$	$C_2=4{,}420$	$C_3=5{,}224$

Составление и анализ баланса погрешности

Ранее было показано [1], что *общую погрешность итогового ряда можно определить двумя способами*:

- по уравнениям кинематического баланса;
- суммированием составляющих погрешности.

Для определения итоговой погрешности суммированием к общей погрешности множительной структуры W_{nk} должна добавляться погрешность округления стандартного ряда W_{sk}:

$$W_k=W_{nk}+W_{sk}=W_p+W_{мk}+W_{sk}=$$
$$=W_p+W_{1j}+W2j+W_{3j}+W_{sk}, \quad (18)$$

где W_k – итоговая погрешность частоты на k-й ступени; W_{nk} – погрешность множительной структуры для той же ступени; W_p – постоянная составляющая погрешности; $W_{мk}$ – погрешность множительной части; W_{sk} – погрешность округления стандартного ряда для k-й ступени.

Последняя погрешность для каждой ступени данной выборки стандартного ряда имеет конкретную величину. Погрешность множительной части – величина случайная, ее максимальное и минимальное значения могут оказаться на любой ступени. Поэтому после суммирования итоговое поле рассеивания может оказаться больше поля рассеивания множительной структуры, если ее экстремумы просуммируются с однозначной погрешностью округления, или меньше, если экстремумы погрешности округления будут иметь противоположные знаки.

Совпадение результатов, полученных двумя способами: по уравнениям кинематического баланса и суммированием повышает надежность расчета, но, главное, позволяет оценить значение каждой составляющей и увидеть в деталях процесс образования погрешности на каждой ступени.

Последовательность действий при составлении баланса погрешности для токарно-винторезного станка мод. 1К625:

1. Вначале определяют постоянную составляющую, для чего вычисляют:

□ расчетное значение меньшего передаточного отношения по формуле

$$I_{01}=\frac{N_{1G}}{N_d}; \quad (19)$$

3. Баланс погрешности токарно-винторезного станка мод. 1К625

№ ступени K	Частоты		Относительная погрешность, %						
	геометрическая N_g	стандартная N_{st}	Постоянная W_p	В группах			Округления W_{st}	Общая	
				1, W_{1j}	2, W_{2j}	перебор W_{3j}		Суммирование W_R	По уравнениям кинематического баланса W_0
1	12,5893	12,5	4,141	0	0	0	0,714	4,855	4,88
2	15,8490	16		0,047	0		–0,944	3,244	3,187
3	19,9526	20		0	1,963		–0,237	5,867	5,95
4	25,1189	25		0,047	1,963		0,475	6,626	6,72
5	31,6228	31,5		0	4,266		0,389	8,796	9,02
6	39,8107	40		0,047	4,266		–0,474	7,980	8,125
7	50,1187	50		0	0	0,4755	0,237	4,854	4,88
8	63,0957	63		0,47	0		0,152	4,816	4,84
9	79,4328	80		0	1,963		–0,709	5,871	5,94
10	100,0	100		0,47	1,963		0	6,627	6,74
11	125,892	125		0	4,266		0,714	9,597	9,88
12	158,490	160		0,47	4,266		–0,944	7,986	8,12
13	199,526	200		0	0	0,9532	–0,237	4,857	4,88
14	251,189	250		0,47	0		0,475	5,616	5,68
15	316,2277	315		0	1,963		0,389	7,446	7,61
16	398,107	400		0,47	1,963		–0,474	6,630	6,74
17	501,1871	500		0	4,266		0,237	9,597	9,878
18	630,957	630		0,47	4,266		0,152	9,559	9,835
19	630,957	630		0	0	–3,4854	0,152	0,808	0,663
20	794,328	800		0,47	0		–0,709	–0,006	–0,155
21	999,9997	1000		0	1,963		–0,000	2,619	2,480
22	1258,93	1250		0,47	1,963		0,714	3,380	3,264
23	1584,89	1600		0	4,266		–0,944	3,978	3,809
24	1995,26	2000		0,47	4,266		–0,237	4,732	4,599

□ фактическое меньшее передаточное отношение

$$I_{f01} = \frac{Z_1}{Z_2}\frac{Z_5}{Z_6}\frac{Z_{11}}{Z_{12}}\frac{Z_{19}}{Z_{20}}\frac{Z_{21}}{Z_{22}}; \qquad (20)$$

□ постоянную составляющую

$$W_p = \frac{I_{f01} - I_{01}}{I_{01}} 100\,\%. \qquad (21)$$

2. Геометрические значения частоты, погрешность округления, погрешность передаточных отношений и общую погрешность, рассчитанную по уравнениям кинематического баланса, выбирают из таблиц или матриц, подготовленных заранее.

3. В таблицу с числом свободных строк, равным количеству ступеней, заносят номера ступеней, числа стандартного ряда и погрешность его округления.

4. По соответствующим столбцам разносят погрешность передаточных отношений зубчатых пар, общую погрешность ряда, определенную по уравнениям кинематического баланса, и постоянную составляющую.

5. Выполняют построчное суммирование отдельных составляющих и определяют общую расчетную погрешность для каждой ступени множительной структуры.

6. Полученные суммированием значения сравнивают с погрешностью, определенной по уравнениям кинематического баланса; при необходимости находят разницу между ними.

Для рассматриваемого примера баланс погрешности приведен в табл. 3.

Итоговая таблица, в которой сведены все данные расчета, прекрасно иллюстрирует возможности баланса погрешности в исследовании процесса ее формирования. Из нее видно, как образуется погрешность на каждой ступени, какие составляющие в нее входят. Например, на первой ступени общая погрешность включает в себя погрешности округления ряда и постоянной части, остальные составляющие равны нулю.

При анализе баланса погрешности необходимо:

• выбрать наиболее опасные ступени в каждой шестерке ряда частот, т.е. те, на которых суммируются бóльшие положительные составляющие от множительных групп и постоянной части;

• проследить влияние погрешности округления стандартного ряда: всегда ли совпадают ступени с наибольшей составляющей множительной структуры и с максимальным значением общей погрешности;

• сравнить суммарные поля рассеивания множительной части и погрешности округления стандартного ряда с фактическим полем рассеивания, определенным по уравнениям кинематического баланса или по результатам измерения частот;

• оценить и объяснить разницу в их величинах и возможности использования эффекта компенсации для уменьшения итоговой погрешности;

• оценить степень точности, достигнутой при составлении баланса погрешности, и возможности уточнения ее за счет составляющих второго порядка малости;

• уяснить роль погрешности округления стандартного ряда, отметить ступени, на которых совпадают экстремальные значения групп и погрешности округления.

Возможность проверить расчетные значения погрешности вторым способом и хорошая сходимость итоговой проверки свидетельствуют о высокой надежности определения общей погрешности суммированием составляющих, что позволяет отнести всю разницу между измеряемыми и расчетными значениями на счет погрешности использованной аппаратуры.

Вывод

Как правило, погрешность измерений больше погрешности расчета (в особенности в начале диапазона) и проверка точности кинематического расчета измерением реальной погрешности не имеет смысла, проще определить погрешность ряда вторым способом (суммированием составляющих) и при сходимости результатов в 0,05...0,1 % считать, что расчет выполнен правильно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Заверняев Б.Г., Курис Э.В., Попов Р.В.** Методы кинематического расчета коробок передач с малым знаменателем ряда: курс лекций. Ростов-на-Дону: ДГТУ. 1995. 80 с.

В.Ф. Ситников *(г. Москва, База измерительной техники МО)*

Метод повышения надежной эксплуатации дизельных силовых установок

Объективная оценка технического состояния сложных технических систем на сегодняшний момент связана с принятием компромиссных решений между снижением надежности и увеличением затрат на техническое обслуживание. Существенно повысить надежность в процессе эксплуатации позволяет методика получения информационной избыточности, которая дает возможность индивидуального подхода к комплексной оценке технического состояния при минимально необходимых затратах.

The objective estimation of a technical condition of complex (difficult) technical systems on the today's moment is connected to acceptance compromise decisions between decrease (reduction) of reliability and increase of expenses at maintenance service. It is essential to raise (increase) reliability the technique of reception of information redundancy which enables an individual approach to a complex estimation of a technical condition at minimally necessary expenses while in service allows.

Для обеспечения надежной эксплуатации сложного технического объекта, которым является дизельная силовая установка (ДСУ), применяют различные методы поддержания необходимого уровня готовности. В настоящее время в процессе эксплуатации ДСУ проводят периодические регламентные работы, направленные на повышение надежности отдельных структурных элементов. Работы по техническому обслуживанию ДСУ построены по плановому принципу, т.е. для каждого объекта установлен свой межпроверочный интервал (МПИ) без учета объективного технического состояния. По условиям эксплуатации ДСУ в ряде случаев возникает необходимость в корректировке продолжительности МПИ. Однако при существующей плановой модели эксплуатации это не удается сделать из-за снижения надежности [1]. Уменьшение МПИ приводит к увеличению затрат на техническое обслуживание. При этом не только уменьшается коэффициент технического использования ДСУ, но и создается ситуация, когда подавляющее большинство ДСУ, поступающих на регламентное обслуживание, являются заведомо исправными. Таким образом, существующая модель эксплуатации ДСУ является противоречивой.

Для устранения этого противоречия предложена модель эксплуатации ДСУ, предусматривающая создание и использование информационной избыточности в МПИ, которая в данный момент не применяется.

Информационную избыточность создают с помощью контрольных проверок, которые осуществляют в течение МПИ в период технического обслуживания при помощи штатных систем измерения (СИ) (одного или нескольких СИ), позволяющих проводить детальную диагностику ДСУ. Если результаты измерений при контрольных проверках значительно не отличаются друг от друга, то по показаниям штатных СИ ДСУ считают исправной и ее эксплуатацию продолжают; если результаты отличаются значимо, ДСУ направляют для детального диагностирования и устранения неисправностей.

Таким образом, при заданном МПИ проведение контрольных проверок в дополнение к периодическим проверкам может существенно повысить надежность эксплуатации ДСУ. Схема такой модели представлена на рис. 1.

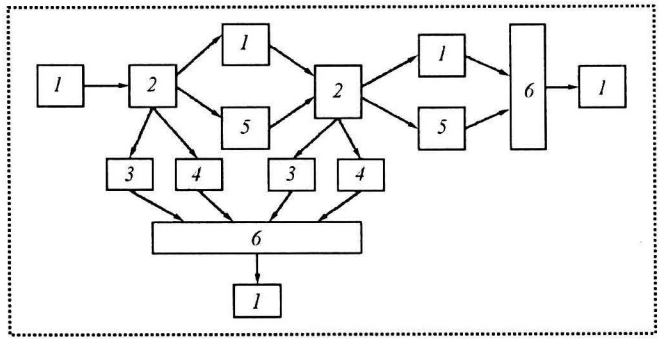


Рис. 1. Формализованная схема организации процесса эксплуатации ДСУ:
1 – ДСУ исправно; *2* – периодическое техническое обслуживание в течение МПИ; *3* – структурный элемент ДСУ, вышедший за пределы допустимых значений; *4* – параметр ДСУ, находящийся в пределах заданного допуска, признается неработоспособным (ошибка первого рода); *5* – параметр ДСУ, вышедший за пределы заданного допуска, по результатам контроля признается работоспособным (ошибка 2-го рода); *6* – проверка технического состояния, ремонт и устранение неисправностей структурного элемента ДСУ

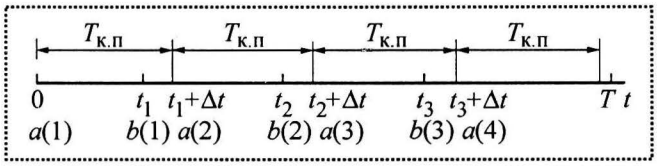


Рис. 2. Временна́я диаграмма организации процесса эксплуатации ДСУ

Использование контрольных проверок при заданном МПИ дает возможность увеличить МПИ и позволяет собрать более полную информацию о скрытых процессах, проходящих в ДСУ, и о тенденции изменения его технического состояния.

В предлагаемой модели *в качестве критерия эффективности эксплуатации ДСУ можно использовать число структурных элементов ДСУ, отказавших на различных этапах эксплуатации.* Новая модель дает возможность индивидуального подхода к эксплуатации каждой ДСУ. Используя данную модель, можно варьировать величиной МПИ, не снижая при этом надежность эксплуатации ДСУ. Кроме того, при использовании данной модели эксплуатации в течение МПИ техническое обслуживание проводят только на тех ДСУ, на которых с большей вероятностью могут быть обнаружены неисправные структурные элементы. И лишь по окончании МПИ (более длительного) техническое обслуживание проводят на остальных ДСУ, для которых истекло время МПИ.

При этом существенно меняется работа технических подразделений по осуществлению диагностических и ремонтных работ, которые смогут больше внимания уделять профилактике, более углубленно проводить проверку и ремонт неисправных ДСУ.

Проведем анализ модели эксплуатации ДСУ. Рассмотрим ее временну́ю схему (рис. 2). МПИ ($0 - T$) разделен на одинаковые отрезки времени $T_{к.п}$ (циклы) контрольными проверками.

Первый цикл эксплуатации начинается в момент времени $t = 0$. Будем считать, что в среднем число ДСУ, отказавших в каждом цикле, равно n. В результате контрольной проверки их обнаруживают с вероятностью α. Обнаруженные неисправные структурные элементы ДСУ заменяют новыми. Пусть $a(k)$ – число неисправных структурных элементов ДСУ в начале k-го цикла, $b(k)$ – число неисправных структурных элементов ДСУ в конце k-го цикла. Тогда число структурных элементов ДСУ, обнаруженных в результате контрольной проверки в конце k-го цикла, будет равно $c(k) = ab(k)$, а число необнаруженных структурных элементов будет $d(k) = b(k) - c(k) = (1 - a)b(k)$.

Определим число неисправных ДСУ в начале $(k + 1)$-го цикла. Очевидно, что

$$a(k+1) = d(k) = (1-a)b(k). \quad (1)$$

Далее определим число неисправных ДСУ в конце $(k + 1)$-го цикла. В соответствии с принятыми допущениями

$$b(k+1) = a(k+1) + n. \quad (2)$$

Из уравнений (1) и (2) следует

$$b(k+1) - (1-a)b(k) = n. \quad (3)$$

Уравнение (3) является линейным неоднородным уравнением с постоянными коэффициентами в конечных разностях. Решение этого уравнения при естественном начальном условии $b(1) = n$ имеет вид

$$b(k) = n[1-(1-a)^k]/a, \; k \geq 1. \quad (4)$$

Из выражения (4) следует высокая эффективность системы контрольных проверок для обнаружения неисправных структурных элементов ДСУ. При больших значениях вероятности $\alpha (1 > \alpha > 0{,}5)$ можно существенно увеличить число циклов эксплуатации и, как следствие, МПИ. При этом число неисправных ДСУ возрастает незначительно.

Пусть каждый МПИ разделен контрольными проверками на S циклов. Найдем среднее число ДСУ, которые эксплуатировались с неисправными структурными элементами в течение k-го цикла:

$$x(k) = [a(k) + b(k)]/2. \quad (5)$$

Так как

$$a(k) = b(k) - n,$$

то $x(k) = b(k) - n/2$.

Общее число неисправных ДСУ, которые эксплуатировались в течение МПИ, определяют при помощи выражения

$$N(S) = \sum_{m=1}^{s} x(k). \quad (6)$$

Выполняя суммирование, получим

$$N(S) = \{\mathrm{an}S(2-a) - 2(1-a)[1-(1-a)^s]n\}/2a^2. \quad (7)$$

Параметрами рассматриваемой модели эксплуатации ДСУ являются:

- T – длительность МПИ;
- S – число циклов эксплуатации;
- $T_{к.п}$ – длительность одного цикла между контрольными проверками;
- n, $b(k)$, $N(s)$ – число ДСУ, отказавших на разных этапах эксплуатации.

Задаваясь значениями некоторых параметров, можно определить параметры, оставшиеся неизвестными.

Если критерием эффективности является предельное число ДСУ b_0, отказавших к концу S-го цикла, то допустимое число циклов эксплуатации S_0 в течение МПИ можно определить, используя (4) и решая неравенство

$$b(S) < b_0. \quad (8)$$

Пусть задана длительность МПИ T. Необходимо выбрать длительность одного цикла $T_{к.п}$ так, чтобы удовлетворить заданным значениям МПИ и принятого критерия эффективности.

Для оценки одного цикла используем эмпирическую формулу вероятности безотказной работы

$$P(t) = n_и(t)/N,$$

где $n_и(t)$ – число исправных ДСУ к моменту времени t', N – число ДСУ, находящихся в эксплуатации.

Учитывая связь между вероятностью безотказной работы и вероятностью отказа, получим

$$P(t) = \Delta n(t)/N, \quad (9)$$

где $\Delta n(t)$ – число ДСУ, отказавших в течение интервала времени (0, t).

ДСУ представляют собой стареющие объекты и характеризуются возрастающей функцией интенсивности отказов. Поэтому вероятность безотказной работы можно оценить соотношением

$$P(t) \geq \exp\{-t/T_0\}, \quad (10)$$

где T_0 – известная наработка ДСУ на отказ.

Из (9) и (10) следует

$$\Delta n(t)/N \leq 1 - \exp\{-t/T_0\}. \quad (11)$$

Пусть временно́й интервал (0, t) соответствует длительности одного цикла. Тогда мы примем $t = T_{к.п}$. В разложении экспоненты ограничимся линейным членом. При этом неравенство (11) только усилится и будет справедливо выражение

$$T_{к.п} > T_0(\Delta n/N). \quad (12)$$

Если принять

$$T_{к.п} = T_0(n/N), \quad (13)$$

то из (12) и (13) следует, что в этом случае $\Delta n < n$, т.е. число ДСУ, отказавших в течение очередного цикла эксплуатации, не превышает допустимого значения. Определим длительность МПИ, учитывая, что число циклов S было найдено ранее из (8),

$$T = T_{п.к}S = T_0(n/N)S. \quad (14)$$

Если это значение длительности МПИ не соответствует заданному, следует корректировать число n или другой параметр, характеризующий качество эксплуатации ДСУ.

Рассмотрим пример использования предложенной модели.

Предположим, что в автомобильном парке эксплуатируют однородные по надежности ДСУ количеством $N = 115$ единиц. Средняя наработка на отказ при условии непрерывной эксплуатации составляет $T_0 = 1000$ м/ч. Во время контрольных проверок неисправные ДСУ обнаруживают с вероятностью $\alpha = 0{,}5$. Определим МПИ при условии, что к концу этого интервала число отказавших ДСУ не должно превышать $b_0 = 15$. Используя (4) и (8), определим n – число ДСУ, которые могут отказать в течение одного цикла эксплуатации:

$$b(S) = n[1-(1-a)^s]/a = b_0, \; n = ab_0/[1-(1-a)^s]. \quad (15)$$

Так как число циклов изменяется в интервале $\infty > S \geq 1$, приходим к выводу, что $b_0 \geq n > ab_0$. В нашем случае $15 \geq n > 7$. Примем $n = 8$. Теперь, используя (15), найдем число циклов эксплуатации

$$S = \ln\left(1 - \frac{ab_0}{n}\right) / \ln(1-a). \quad (16)$$

Для нашего случая получим, что $S = 3$. Из (13) найдем длительность одного цикла $T_{к.п} = 69$ м/ч, а из (14) – длительность МПИ $T = 556$ м/ч.

Вывод

Используя дополнительные средства контроля технического состояния ДСУ, можно обеспечить высокое качество эксплуатации ДСУ при значительном увеличении длительности МПИ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Колчин А.** Новые средства и методы диагностирования автотракторных двигателей. Москва. Колос. 1982. 110 с.

УДК 65.01

Л.В. Глухова *(Тольяттинский государственный университет)*

Управление качеством функционирования информационных систем сборочных производств

Предложена формулировка понятия "информационная система". Рассмотрено авторское видение возможности управления качеством функционирования элементов информационных систем на основании требований внешней среды к качеству функционирования системы.

In the suggested article the author gives the definition of the Information System and considers the opportunities of its management through both the controlling of quality activity of the main Information System's components. All these opportunities are described in accordance with the surrounding requirements.

Содержательной частью многоуровневого информационного пространства предприятия является информационный ресурс, базирующийся на информационных системах различного уровня, в котором информация является ключевым фактором при принятии управленческих решений.

Информационная система (ИС) – совокупность программно-аппаратных и технических комплексов, информации и персонала, находящихся в постоянном взаимодействии между собой и системой в целом в определенных интеграционных отношениях и образующих внутреннее единство системы для решения целевых задач [1].

Интеграционные связи определяются через отношения параметров (критериев, состояний) по существенным свойствам частей системы к параметру (целевому критерию) существенного свойства системы в целом. Также через структуру существенного свойства системы определяют количественные отношения между частями системы. Все эти связи обеспечивают возможность обосновать требования ко всем функциям частей системы для достижения поставленной перед системой цели.

Следует отметить, что такое определение понятия ИС, на наш взгляд, особенно соответствует сборочным производствам массового типа, характерных своим постоянством параметров, повторяющихся технологических процессов изготовления однотипной продукции.

Что касается сборочных производств серийного, мелкосерийного и индивидуального типа, то приведенное определение понятия ИС также полностью применимо. Отличительной особенностью этих производств является: для серийных и мелкосерийных производств – разнотипность изготовления продукции, а для индивидуального производства – однотипность продукции, изготовление которой занимает длительный период.

Отсюда следует вывод о полноте интеграционных связей и их качестве. Понимая, что качеством всех элементов системы и самой системой в целом надо управлять и постоянно поддерживать его на требуемом уровне качества, рассмотрим предлагаемый нами подход к решению этой проблемы.

Заметим, что ИС есть объект, который обладает набором требований к компетенции персонала, работающего с ней. *Под компетенцией* понимается возможность установления связей между знаниями и ситуацией или способность использовать знания и процедуры их применения, уместные для решения возникающих на практике проблем. Компетенция может быть разного уровня (руководителя, проектировщика, разработчика, инженера, оператора, техника и др.). Общая компетенция (коллективная) состоит из частных знаний, умений и навыков, которые используются коллективом специалистов.

Поскольку персонал, обладающий определенным набором знаний, присутствует во всех частях системы при ее проектировании, реализации и эксплуатации, то его компетенция на всех уровнях имеет ключевое значение, поэтому выделим наиболее важные стороны свойств персонала:

1. Персонал является носителем знаний, которые характеризуются предметностью. В этом есть суть знаний.

2. Знания при создании ИС превращаются в предметы знаний и становятся информационным, техническим, математическим, программным и др. продуктами.

3. Носители знаний и информационные предметы связаны между собой функционально напрямую, как системообразующие (и те и другие). Первые (знания) образуют идею, а вторые (информационные продукты) реализуют эту идею. Отсюда следует важный вывод о линейной связи между ними (система знаний → система реализации этих знаний). Сами системы по компетенции персонала развиваются и модернизируются, расчленяются, самосовершенствуются и т.д. до самоорганизации.

4. Знания персонала (информация) качественно являются первичными базовыми элементами информационной системы, а компетенция персонала является плодотворным элементом.

Управление качеством функционирования есть функция, результат которой управляется через существенные интеграционные свойства системы путем целенаправленного изменения состояний ее элементов. Поэтому для управления качеством функционирования ИС согласно вышеизложенному определению требуется представить ее более подробно по трем признакам: предметному, атрибутивному и релятивному [2]. Такой подход дает возможность получить структуру ИС, обусловленную совокупностью отношений параметров элементов структуры ИС к целевому параметру системы в целом.

Подвергнем структурному анализу ИС как объект, чтобы получить продукт, отвечающий всем современным требованиям, предъявляемым к подобным системам. Связи объекта рождают взаимовлияние отношений, оцениваемые качеством выполнения функций, и определяются вероятностью обеспечения качества. Таким образом, качество оцениваемой функции системы определяют вероятностью ее выполнения в конечном результате.

Для примера рассмотрим совокупность двенадцати основных необходимых компонентов (по ГОСТ 34.003–90 "Автоматизированные системы. Термины и определения") в их связях между собой и с ИС в целом (табл. 1).

На рис. 1 эта совокупность представлена в виде информационного поля по свойству достаточности.

Информационное поле есть способ представления ИС по совокупности взаимосвязей ее элементов между собой и системой в целом. Связи могут быть выражены через функции или состояния. Показатель достаточности этих связей определяют совокупностью отношений (рангами влияния реализации их на конечную цель функционирования ИС) по формуле:

1. Перечень компонентов автоматизированной системы

ГОСТ 34.003–90	
Порядковый номер	Наименование компонента ИС
1	**2.1.** Пользователь ИС
2	**2.2.** Персонал, эксплуатирующий ИС
3	**2.3.** Организационное обеспечение
4	**2.4.** Методическое обеспечение
5	**2.5.** Математическое обеспечение
6	**2.6.** Техническое обеспечение
7	**2.7.** Программное обеспечение
8	**2.8.** Информационное обеспечение
9	**2.9.** Лингвистическое обеспечение
10	**2.10.** Правовое обеспечение
11	**2.11.** Эргономическое обеспечение
12	Информация (введено автором)

$$R_i = \frac{X_i + Y_i}{n}, \qquad (1)$$

где n – количество компонентов, представленных в информационном поле; X_i – взаимосвязь элементов

Первичная квадратная матрица связей

Y_i												X_i
	8											1
	8	10										2
	8	10	1									3
	8	10		2								3
	8				3	4	5					4
	8				3	4	5					4
	8			2	3	4	5	6				6
	8							6				2
	8							6	7			3
	8								7	9		3
	8										11	2
	8	10	1	2	3	4	5	6	7	9	11	12	12
	12	4	2	3	4	4	4	4	3	2	2	1	45 M

Рис. 1. Информационное поле:
X_i – характеристика важности (i – компонент по достижению основной цели); Y_i – характеристика полноты связей компонентов между собой

структуры с системой в целом (важность или ценность влияния); Y_i – взаимосвязь элементов структуры между собой (полнота связей между собой).

Информационное поле сформировано на основе анализа требований ГОСТ 34.003–90 к автоматизированным системам и ви́дения автора, и отражает характер 45 взаимосвязей между элементами системы и с системой в целом, что дает возможность оценить их количественно по рангам влияния (1). Цифрами (в поле) обозначены условно требования ГОСТ, например, **"2.8"**, трактуемое в ГОСТ как "информационное обеспечение", условно обозначено нами цифрой *8* (см. табл. 1). Числом *12* обозначена информация, которая используется всеми (и пользователями ИС, и теми, кто обслуживает ИС и поддерживает ее в работоспособном состоянии).

Совокупность всех элементов (из поля) есть результат их взаимосвязей. Полнота и важность информации, с одной стороны, определяются информационным обеспечением *8*, а с другой – формируются по информации *12*. Структурный анализ взаимосвязи позволил выделить четыре основные параллельные группы (*1*; *3–5*; *9*; *11*), и одну группу (*12*) последовательно с этими четырьмя группами.

На рис. 2 показана структурная схема взаимосвязей элементов, сформированная в результате анализа состояния информационного поля. Например, *1* (см. табл. 1 – это "Пользователь ИС") получает права доступа к информации из *10*, то же получает и *2* ("Персонал эксплуатационный ИС"). Поэтому на схеме элемент с номером *10* находится под стрелкой и над стрелкой [3], которые определяют доступ соответственно для элементов *1* и *2*.

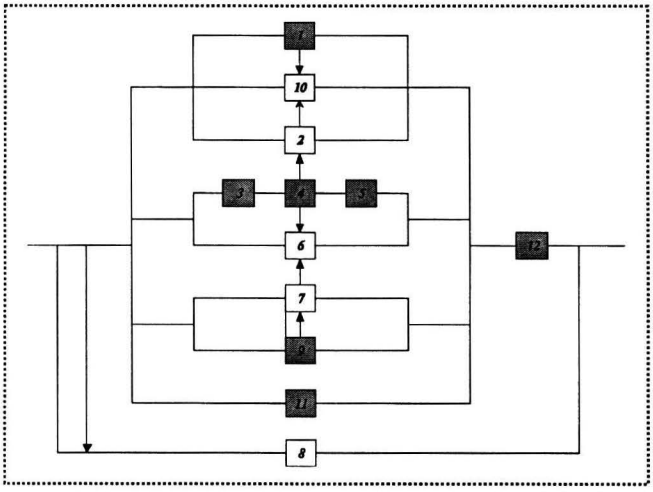


Рис. 2. Структурная схема взаимосвязей элементов

Элементы, находящиеся под стрелкой логически объясняются дополнительными функциями, обеспечивающими функционирование основных элементов структурной схемы.

По (1) подсчитаем ранг влияния, например, элемента *8*. У него (см. рис. 1) суммарные значения по X и Y соответственно равны 13 ($X_8 = 1$, $Y_8 + 12$), тогда

$$R_8 = \frac{13}{12} \approx 1{,}067.$$

Результаты расчетов рангов всех элементов R_i показаны в табл. 2.

2. Расчет рангов влияния на достижение конечной цели

ГОСТ 34.003–90		Суммарная взаимосвязь элементов структуры		R_i
порядковый номер	наименование компонента ИС	с системой в целом ΣX_i	между собой ΣY_i	
1	**2.1.** Пользователь ИС	3	2	0,42
2	**2.2.** Персонал, эксплуатирующий ИС		3	0,5
3	**2.3.** Организационное обеспечение	4	4	0,68
4	**2.4.** Методическое обеспечение			
5	**2.5.** Математическое обеспечение	6		0,82
6	**2.6.** Техническое обеспечение	2		0,5
7	**2.7.** Программное обеспечение	3	3	
8	**2.8.** Информационное обеспечение	1	12	1,07
9	**2.9.** Лингвистическое обеспечение	2	3	0,42
10	**2.10.** Правовое обеспечение		4	0,50
11	**2.11.** Эргономическое обеспечение		2	0,33
12	Информация	12	1	1,07

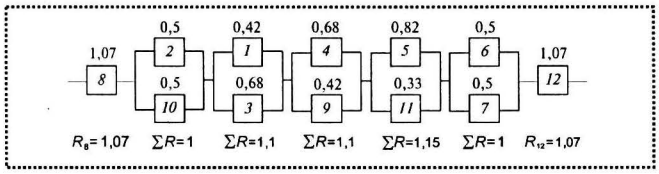


Рис. 3. Схема взаимосвязи элементов информационной системы

По свойству достаточности информации, как видно из табл. 2, ранги, значение которых $R_i \geq 1$, будут главными, а остальные сгруппируем до единицы, независимо от положения элементов в структурной схеме (см. рис. 2).

Структурный анализ по свойствам необходимости и достаточности функций позволил получить структурную схему взаимосвязи элементов системы по рангам их влияния, в которой имеются как последовательная, так и параллельная структуры соединения их между собой (рис. 3).

Структурная формула на основе структурной схемы (см. рис. 3) по свойствам необходимости и достаточности имеет вид

$$P(F \geq F_{тр}) = P_8[1-(1-P_2)(1-P_{10})][1-(1-P_1)(1-P_3)]\times$$
$$\times[1-(1-P_4)(1-P_9)][1-(1-P_5)(1-P_{11})]\times$$
$$\times[1-(1-P_6)(1-P_7)]P_{12}, \qquad (2)$$

где F – реализуемая совокупность функций компонент ИС; $F_{тр}$ – требуемая совокупность функций ИС.

Модель управления по структурной формуле (2)

$$P(F \geq F_{тр}) = P_8 P_{2-10} P_{1-3} P_{4-9} P_{5-11} P_{6-7} P_{12} \geq \frac{\gamma_{н.д}}{100}, \qquad (3)$$

где $\gamma_{н.д}$ – необходимые и достаточные требования внешней среды к функциям ИС (γ-вероятность достижения основной цели системы, выраженная в процентах).

Представленное выражение является математической моделью управления качеством функционирования ИС и представляет собой математическое описание свойства целостности системы (см. рис. 4, п. 4.6) – закон внутренних существенных связей системы, который можно выразить общей формулой:

$$P(K \geq K_i) = \underset{i=1}{\overset{n}{S}}\{P_i(K_i)\} \geq \frac{\gamma_{н.д}}{100}, \qquad (4)$$

где K_i, K – соответственно требуемый и фактический уровень качества выполнения ИС i-й цели.

Введенное справа в формулу математической модели управления значение γ является требованием к качеству выполнения функций всей ИС (всех компонентов) в целом. Вычисления требуемых вероятностей P_i для каждого из компонентов или элементов позволяют управлять качеством функционирования ИС.

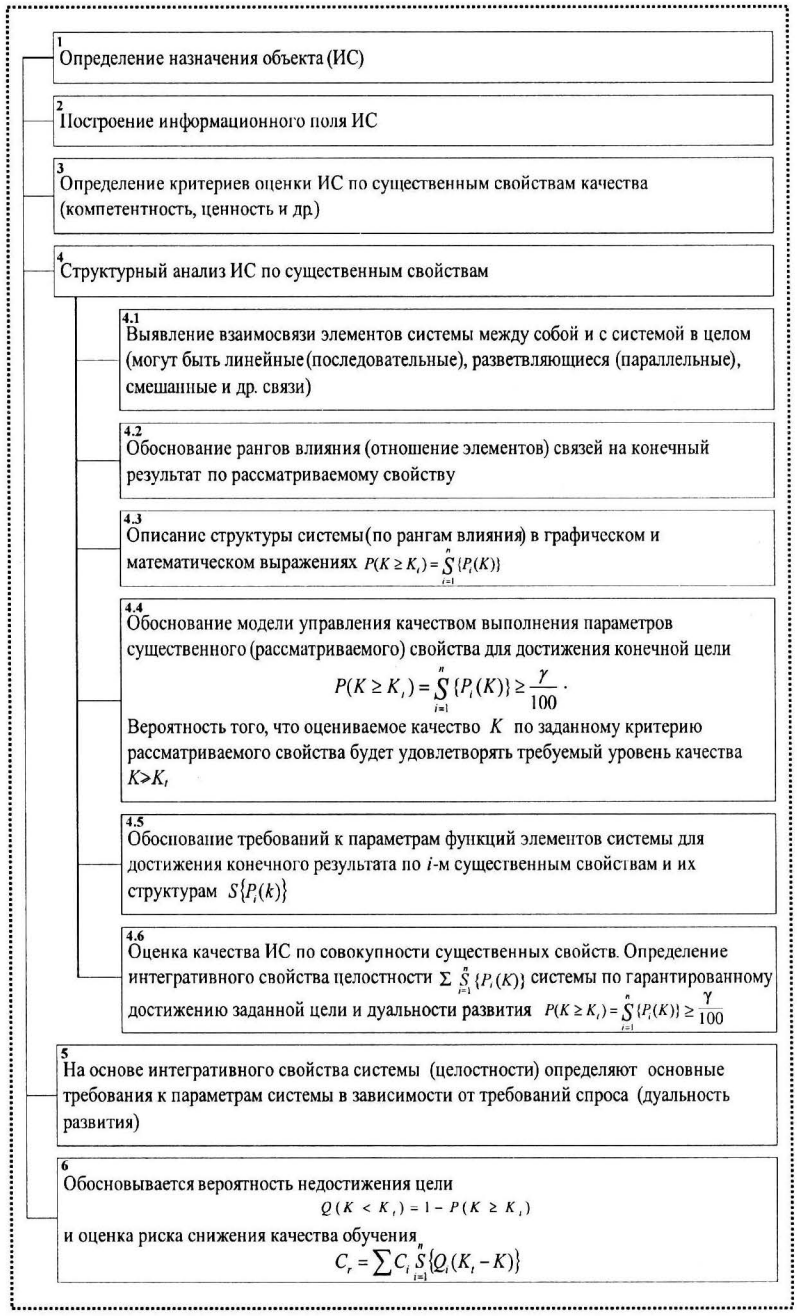


Рис. 4. Алгоритм проектирования информационной системы

3. Совокупность требований к качеству процессов проектирования ИС

№ п/п (см. рис. 4)	Процесс	Пояснение	Требование к выполнению процесса	Ожидаемый результат
1	Определение назначения объекта (ИС)	Описание функциональных требований к ИС, цели, задачи, процессы и т.д.	Описание критериев достижения цели по функциям (номенклатура показателей качества существенных свойств)	ТЗ, описание требований к ИС
2	Построение информационного поля ИС	Описание элементов системы	Кластерная схема показателей качества к ИС и ее элементов	Логика взаимодействия элементов между собой и системой в целом
3	Определение критериев оценки ИС по свойствам качества (эффективность, надежность и др.)	Выявление существенных свойств (СС). Номенклатура СС	Номенклатура СС. Определение критерия достоверности (оценки) СС в виде $\gamma/100$ конкретных целей	Схемы структурирования существенных свойств
4	Структурный анализ ИС по существенным свойствам	Обоснование требований к элементам системы для достижения конкретных целей по системе в целом	Наличие исходных данных (ИД) по ТЗ	Требование к элементам системы для достижения конкретной цели
4.1	Выявление взаимосвязи элементов системы между собой и системой в целом	Проанализировать возможность влияния отдельных элементов на работу конкретных свойств и друг на друга	Должно быть описано каждое существенное свойство и связи его элементов	Информационное поле конкретных свойств (ИП)
4.2	Обоснование рангов влияния связей на конечный результат (отношение элементов) по свойству	По исходным данным ИП и особенностям рассматриваемого существенного свойства, его связей элементов и критерий оценки весовых характеристик	Описание по всем свойствам структурированных блоков	Исходные данные к построению структуры в графическом и математическом виде
4.3	Описание структуры системы (по рангам влияния) в графическом и математическом выражениях	Описание вероятности заявленных функций по рассматриваемому свойству для каждого элемента	Количественная оценка структурирования каждого блока по рассматриваемому свойству	Графическая структурная схема и математическое описание структуры
4.4	Обоснование модели управления качеством выполнения параметров существенного свойства для достижения конечной цели	Описание для структуры возможности ее управляемости через элементы	Должны быть обоснованы требования внешней среды по данному свойству	Вероятностная модель целостности системы по данному свойству
4.5	Обоснование требований к параметрам функций элементов системы для достижения конечного результата по свойствам	Описание возможности управления для конкретного блока	Должны быть обоснованы требования внешней среды к рассматриваемому блоку	Модель готовности выполнения требований внешней среды для блока
4.6	Оценка качества ИС по совокупности существенных свойств. Определение интегративного свойства целостности системы по гарантированному достижению заданной цели и дуальности развития	Описание разветвленной структуры всей системы в целом с учетом влияния элементов более низкого порядка	Должны быть обоснованы требования внешней среды к рассматриваемым элементам	Модель готовности выполнения требований внешней среды для каждого конкретного элемента
5	На основе интегративного свойства системы (целостности) определяют основные требования к параметрам системы в зависимости от требований спроса (дуальность развития)	Маркетинговые исследования требований рынка	Полнота описаний всех требований к элементам системы для вариабельности	Разработка новых возможностей ИС для изменившегося спроса
6	Обоснование вероятности невыполнения заданного уровня качества выполнения сборочных работ	Синтез системы с позиции возможного риска недостижения цели	Количественная оценка риска	Критерий оценки затрат на качество и разработку проектных решений для нового витка развития ИС и уменьшения уровня отклонения (дефектности)

Пусть

$$P_8 = P_{2-10} = \ldots P_{6-7} = P_{12} = P_k,$$

тогда

$$P_k = \sqrt[7]{\frac{\gamma_{\text{н.д}}}{100}}, \qquad (5)$$

$$P_8 = P_{12} = \sqrt[7]{\frac{\gamma_{\text{н.д}}}{100}}.$$

Так как семь структурных блоков соединены в схеме взаимосвязей (см. рис. 3) последовательно, а для групп с двумя параллельными элементами структуры можно допустить равные требования для P_i и $P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_6 = P_7 = P_9 = P_{10} = P_{11} = P_m$,

$$P_m = 1 - \sqrt{1 - \sqrt[7]{\frac{\gamma_{\text{н.д}}}{100}}}. \qquad (6)$$

Например, при необходимом и достаточном требованиях к функционированию ИС 99 % будем иметь для каждого компонента системы:

$$P_k = \sqrt[7]{\frac{\gamma_{\text{н.д}}}{100}} = \sqrt[7]{0{,}99} = 0{,}999$$

и

$$P_m = 1 - \sqrt{1 - P_k} = 1 - \sqrt{1 - 0{,}999} = 0{,}968.$$

Методика проектирования ИС в соответствии с алгоритмом показана на рис. 4. Предлагаемый подход позволяет проектировать информационные системы любой направленности с учетом риска недостижения цели ее функционирования.

В сборочном производстве такие системы можно использовать для информационной поддержки производственных процессов сборки изделия (продукции) на всех стадиях его жизненного цикла. Главным результатом предлагаемой методики является построение "модели требований" к техническим, информационным, программным и другим средствам производственных процессов с учетом их развития.

Алгоритм проектирования ИС состоит из процессов. В табл. 3 представлены требования, предъявляемые к их качеству.

В результате проведенного исследования было получено доказательство, что качеством информационных систем сборочных производств можно управлять.

Выводы

1. Предложенная модель управления качеством ИС сборочных производств может быть распространена на системы любого назначения, в том числе информационные системы подготовки специалистов.

2. Предложен алгоритм формирования математической модели управления качеством ИС, использующий структурный анализ ее основных свойств.

3. Получена математическая модель обеспечения свойств необходимости и достаточности функционирования ИС.

4. Обоснованный метод получения интеграционной модели управления может быть распространен на любые существенные свойства ИС.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Глухова Л.В.** Испытания и оценка эффективности системы информационного обеспечения подготовки инженера-менеджера по качеству. Монография. СПб.: Смольный университет РАО, 2005. 180 с.

2. **Калошин П.Н.** Материалистическая диалектика и системный подход. Ташкент: Изд-во ФАН, Уз. ССР, 1985. 147 с.

3. **Хазов Б.Ф.** Управление надежностью машин и технологических систем на этапах их жизненного цикла: учебное пособие. Ч. 1. Этапы разработки технического задания, технического предложения, технического проекта. М.: Машиностроение-1, 2007. 244 с.

Журнал "Сборка в машиностроении, приборостроении"

распространяется только по подписке

Подписные индексы:

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

или непосредственно в издательстве

Телефоны: (495) 269-66-00, 268-85-26, 268-38-42
Факс: (495) 269-48-97, 268-85-26.
E-mail: sborka@mashin.ru

Г.Г. Кожушко, *д-р техн. наук*, **Н.В. Савинова**, *канд. техн. наук*,
Д.А. Ямпольский, *канд. техн. наук (Уральский государственный технический университет)*,
Г.Ю. Рыбак *(ООО "Техсервискран")*

Влияние конструктивных элементов на напряженно-деформированное состояние мостового крана

Результаты представленных исследований показали уровень влияния конструктивных элементов главной балки мостового крана на их напряженно-деформированное состояние. Это позволило разработать ряд рекомендаций для проведения сборочных и ремонтных работ кранов такого типа.

Исследования проводили для подтверждения работоспособности главной балки мостового крана МК-5Г. Цель работы состояла в получении картины напряженно-деформированного состояния главной балки для оценки влияния различных конструктивных особенностей, появившихся в конструкции во время выполнения ремонтных работ. Ремонт главной балки был необходим для восстановления сварных швов, связывающих диафрагмы (внутренние ребра в балочной конструкции) со стенками главной балки. Для проведения этих работ в верхней полке балки были выполнены отверстия, позволяющие сварщику попасть вовнутрь (рис. 1, см. 1-ю стр. вкладки). После ремонта отверстия заварили листами со стыковым швом С19, сварной шов был зачищен.

Для проведения моделирования и расчетов использовали среду инженерного анализа APM WinMachine расчетный модуль APM Structure3D (сертификат соответствия Госстроя России № РОСС RU.СП15.Н00044 от 01.07.2006 г.). С помощью данного модуля можно рассчитать произвольную трехмерную конструкцию методом конечных элементов. В качестве конечных элементов использовали четырехугольные пластины.

За исходную информацию для создания виртуальной модели взяли чертежи главной балки крана и схемы изменений конструкции, внесенные во время ремонта. Были учтены схемы расположения рельсов на верхнем поясе и местоположения зазоров между ними с учетом величины последнего.

На базе этой информации были созданы десять расчетных моделей:

- 1 – основная модель без учета зазора между рельсами;
- 2 – основная модель с учетом зазора между рельсами;
- 3 – модель с отверстиями в верхнем поясе без учета зазора между рельсами;
- 4 – модель с отверстиями в верхнем поясе с учетом зазора между рельсами;
- 5 – модель с отверстиями в верхнем поясе без учета зазора между рельсами с накладками на стенках в зоне отверстий длиной 800 мм;
- 6 – модель с отверстиями в верхнем поясе с учетом зазора между рельсами с накладками на стенках в зоне отверстий длиной 800 мм;
- 7 – модель с отверстиями в верхнем поясе без учета зазора между рельсами с накладками на стенках в зоне отверстий длиной 1500 мм;
- 8 – модель с отверстиями в верхнем поясе с учетом зазора между рельсами с накладками на стенках в зоне отверстий длиной 1500 мм;
- 9 – модель с заваренными отверстиями в верхнем поясе без учета зазора между рельсами;
- 10 – модель с заваренными отверстиями в верхнем поясе с учетом зазора между рельсами.

Основной явилась модель главной балки крана, построенной по чертежам производителя, каждая последующая модель дорабатывалась согласно схемам изменений.

Расчет на прочность проводили по второму случаю нагружения крана, т.е. учитывали максимальные нагрузки рабочего состояния, возникающие при работе в наиболее тяжелых условиях эксплуатации с полным грузом (по максимальной грузоподъемности).

При составлении сочетания нагрузок, действующих на балку, были приняты следующие допущения:

- нагрузка, действующая на мостовой кран, воспринимается главными балками в равных долях;
- суммарная нагрузка является динамической, и для проведения расчета раскладывается на две составляющие в вертикальной и горизонтальной плоскостях;

• в вертикальной плоскости действует сила, соответствующая грузоподъемности крана, и собственная сила тяжести;

• силу тяжести балки рассчитывают и учитывают автоматически при проведении расчета;

• в горизонтальной плоскости расположены силы инерции перемещаемого груза, возникающие при неравномерном движении крановой тележки;

• на расчетных моделях нагрузки приложены вблизи центральной оси балки в месте нахождения одного из выполненных отверстий.

Для сравнительного анализа этот вариант нагружения рассматривали для всех расчетных моделей.

Результаты расчетных операций представляют собой карты полей эквивалентных напряжений (по четвертой (энергетической) теории прочности) и карты перемещений, оценить которые можно, пользуясь цветовой шкалой. При анализе результатов были выявлены зоны конструкции с высоким уровнем напряжений и перемещений. Наибольшие напряжения 108 МПа имели место в зоне сварного шва диафрагм и верхнего пояса балки при наличии над ним стыка рельс с зазором (рис. 2, см. 1-ю стр. вкладки). В этой же зоне максимальные перемещения доходили до 9 мм. Все полученные величины не превышают уровня допускаемых напряжений (таблица).

Расчетные максимальные напряжения в металлоконструкции главной балки

Зоны напряжений	Элемент конструкции	Местоположение зоны	Модели									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Малые диафрагмы	В зоне сварного шва между диафрагмой и верхним поясом	54	107,2	52,9	107	51,6	107,8	51,6	108,2	51,5	107,1
2	Большие диафрагмы	В нижней части элемента, по сварному шву к стенке	13	26,5	12,6	24,2	13	26	14	26,1	12,6	26,4
3	Верхний пояс	У стыка рельсов или в зоне действия нагрузки	37,4	103,5	39	106,7	37,8	108	38	107	37,6	107,8
4		Дальний от рельса край отверстия	24	25,6	49,3	50,1	41,8	42,3	41,1	41,8	23	24,4
5	Нижний пояс	Под стыком рельсов или в зоне действия нагрузки	39,8	44,2	40,2	44,5	40,9	45,3	39,6	43,9	39,9	44,2
6		Место, близкое к углу большой диафрагмы	42,3	45,6	42,4	45,2	43	46	41,6	44	42,4	45,6
7	Стенка (дальняя от рельса)	Сварной шов между стенкой и верхним поясом	24	25,3	41,2	42,5	35,2	35,6	34,8	34,4	24,6	29,6
8		Место, близкое к нижнему поясу и краю большой диафрагмы	79	102	77	96,5	77,8	98,7	79	87	81	102
9	Стенка (ближняя к рельсу)	Под стыком рельсов или в зоне приложения нагрузки	39,3	47	50,3	47	20,7	47,5	21,7	46	39,1	47
10		Место, близкое к нижнему поясу и краю большой диафрагмы	59	78,2	57,4	73,7	57,8	75,3	52,5	67,2	60,2	78,1
11	Рельс	Опорная поверхность	42,5	42,8	48,3	45	44,7	43,7	45	44,1	43,5	42,5
12		Стенка	–	68,5	50,3	68,4	37,3	68,9	37,5	69	36,6	68,6
13	Накладки	Край, максимально приближенный к поясу (верх/низ)	–	–	–	–	28,3	28,3	29,6	28,7	–	–
14	Крышки, закрывающие отверстия	Дальний от рельса край крышки	–	–	–	–	–	–	–	–	22	22,7
15	Сварной шов	Между верхним поясом и крышкой	–	–	–	–	–	–	–	–	40,4	41,4

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. Наличие зазора на месте стыка рельса приводит к росту напряжений в 2...3 раза.

2. Наличие зазора при стыке рельсов вызывает различный уровень деформации при пересечении стыка колесами тележки, что в свою очередь определяет наличие локальной зоны повышенных напряжений. И хотя уровень напряжений не превышает допустимых значений, это явление отрицательно сказывается на усталостной прочности близлежащих сварных швов и может стать причиной усталостных разрушений, обнаруженных в сварных швах балки моста крана.

3. Наибольшие напряжения во всех вариантах моделей возникают в зонах:

- *1* и *2* – сварной шов малые диафрагмы – верхний пояс;
- *3* – верхний пояс вблизи стыка рельсов или в зоне действия нагрузки;
- *8* и *10* – дальняя от рельса и ближняя к рельсу стенка около нижнего пояса и края большой диафрагмы.

4. Наличие отверстий в верхнем поясе вызывает примерно двукратное увеличение напряжений в зонах:

- *4* – дальний от рельса край отверстия в верхнем поясе;
- *7* – сварной шов между дальней от рельса стенкой и верхним поясом.

Изменение напряжений в остальных зонах незначительно.

5. Сопоставление результатов для моделей 4 и 6 говорит о том, что введение накладок длиной 800 мм, приваренных к стенкам балки моста в зонах отверстий в верхнем поясе, приводит к 16%-ному снижению напряжений в отмеченных в п. 4 зон *4* и *7*. Несмотря на это, напряжения в этих зонах остаются выше соответствующих напряжений для модели 2.

6. Увеличение длины накладок до 1500 мм (модель 8) способствует в основном только снижению напряжений в зонах *8* и *10* (нижняя часть обеих стенок вблизи большой диафрагмы) примерно на 10 %, напряжения в них становятся ниже, чем для модели 2 (исходной, без отверстий в верхнем поясе балки моста).

7. Заваривание отверстий в верхнем поясе (модель 10) приводит по сравнению с исходным вариантом (модель 2) к незначительному увеличению напряжений в зонах (рис. 3, см. 1-ю стр. вкладки):

- *3* – верхний пояс вблизи стыка рельсов или в зоне действия нагрузки;
- *7* – сварной шов между дальней от рельса стенкой и верхним поясом.

8. Опасность для прочности металлоконструкции имела бы место при расположении стыка рельс в зоне отверстия.

По проведенному анализу даны следующие рекомендации:

1. Для снижения уровня напряжений в местах стыков рельсов целесообразно выполнить сварку рельсов между собой или скомпоновать рельсы таким образом, чтобы вывести их стыки из областей расположения отверстий в верхнем поясе балки моста.

2. Для уменьшения повышенного вследствие наличия отверстий уровня напряжений в балке моста более рационально заварить указанные отверстия, чем приваривать к боковым стенкам усиливающие накладки в зонах расположения отверстий.

УДК 658.562

Н.Ю. Чистоклетов *(ГОУ ВПО "Брянский государственный технический университет")*

Менеджмент качества научной деятельности вуза

Рассмотрены вопросы менеджмента качества научной деятельности вуза с позиций процессного подхода. Предложена схема формирования бизнес-процесса научной деятельности и этапы процедуры ее менеджмента. Рассмотрены вопросы оценки качества и результативности научных исследований, основные характеристики и результаты научной деятельности вуза, а также методы управления научной деятельностью на различных этапах жизненного цикла научной продукции.

Questions of a quality management of scientific activity of high school from positions of the process approach are considered. The scheme of formation business-process of scientific activity and stages of procedure of its management is offered. Questions of an estimation of quality and productivity of scientific researches, the basic characteristics and results of scientific activity of high school, and also methods of management by scientific activity at various stages of life cycle of scientific production are considered.

Проблемы менеджмента качества в области предоставления научно-исследовательских услуг высшей школы в последние годы приобрели общепризнанную актуальность. Несмотря на то, что основным для вуза является образовательный процесс, большое значение для обеспечения его качества имеют процессы научной деятельности вуза. Они позволяют поддерживать знания, практический опыт и потенциал профессорско-преподавательского состава на должном уровне и в значительной степени определяют качество подготовки специалистов высшей квалификации (аспирантов, докторантов). Процессы научной деятельности являются источником дополнительного финансирования вузов, что напрямую способствует улучшению технической обеспеченности учебного процесса и, следовательно, повышению качества процесса образовательной деятельности. Таким образом, разрабатываемые системы менеджмента качества вузов, должны охватывать процессы научно-исследовательской деятельности вуза. Типовая модель системы менеджмента качества вуза приведена на рис. 1.

При этом для построения системы менеджмента качества научной деятельности вуза в соответствии со стандартом ГОСТ Р ИСО 9001–2001 необходимо:

- определить процессы, необходимые для системы менеджмента качества;
- определить последовательность и взаимодействие этих процессов;

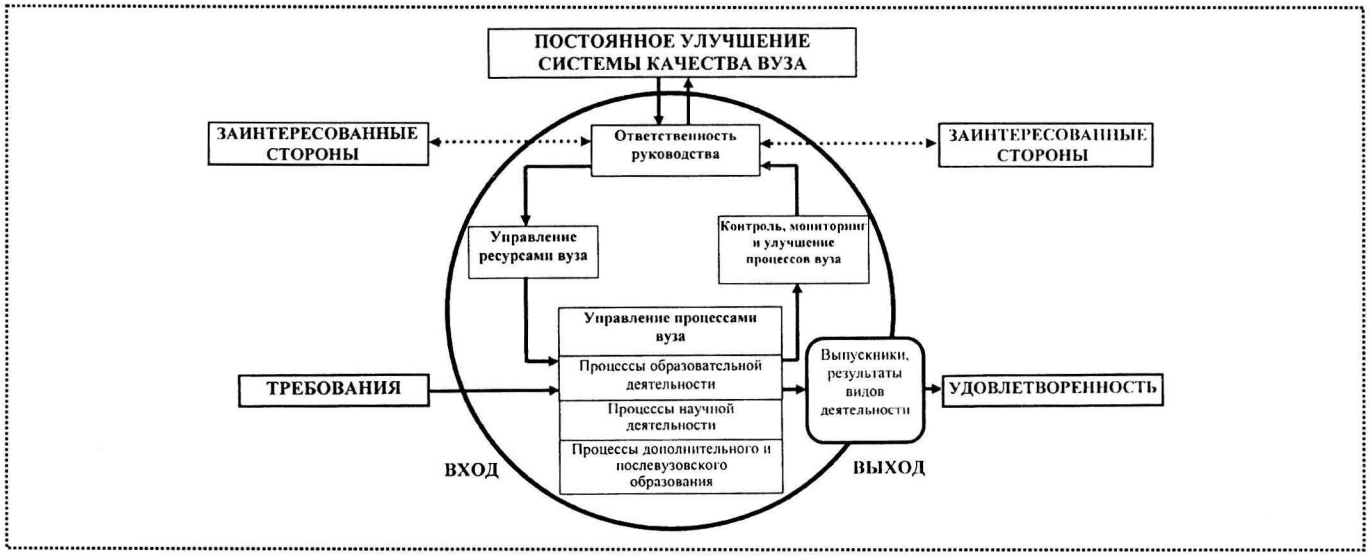


Рис. 1. Модель типовой системы менеджмента качества образовательного учреждения

• определить критерии и методы обеспечения результативности при реализации и управлении этими процессами;

• обеспечивать наличие ресурсов и информации, необходимых для поддержки этих процессов и их мониторинга;

• осуществлять мониторинг, измерение и анализ этих процессов;

• принимать меры, необходимые для достижения запланированных результатов и постоянного улучшения процессов.

В целях повышения результативности и эффективности процессов научной деятельности, управления качеством в вузе предлагается спланировать бизнес-процессы научной деятельности вуза.

Формирование бизнес-процесса научной деятельности вуза осуществляют по схеме, приведенной на рис. 2:

1) на основе результатов (гранты и научные проекты), полученных на конкурсах научных программ Министерства образования и науки РФ, а также договоров с предприятиями на выполнение НИР с учетом стратегии развития вуза устанавливают конкретные цели научной деятельности вуза;

2) выбирают соответствующий типовой бизнес-процесс (в данном случае научной деятельности вуза);

3) руководствуясь схемой типового бизнес-процесса, из основных и вспомогательных процессов различных подразделений вуза формируют соответствующие бизнес-процессы, ориентированные на достижение конкретной цели.

Качество сформированного бизнес-процесса обеспечивают процессы подсистем системы менеджмента качества (СМК) вуза (рис. 3).

В типовой СМК вуза процессы научной деятельности объединяют в типовой бизнес-процесс, который состоит из восьми процессов жизненного цикла научной продукции вуза (см. рис. 3):

1. Маркетинг сфер приложения научных знаний.
2. Проектирование научной деятельности.
3. Планирование научной деятельности.
4. Обеспечение научной деятельности.
5. Организация своевременного выполнения и закрытия этапов НИР и инновационных проектов.
6. Контроль за ходом, качеством выполнения НИР и инновационных проектов.
7. Окончательное оформление отчета и сдачи НИР и инновационных проектов заказчику.
8. Оценка качества выполненной НИР и инновационных проектов.

Такое разделение является достаточно условным. Выделенные процессы очень тесно переплетаются, взаимно дополняют друг друга и, в некоторых случаях, составляют один часть другого. Каждый из этих процессов состоит из подпроцессов, учитывающих специфику научной деятельности в конкретном вузе.

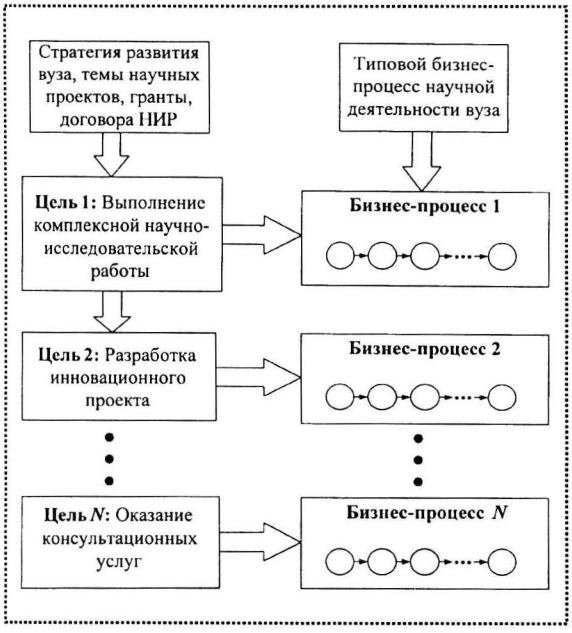


Рис. 2. Схема формирования бизнес-процессов научной деятельности вуза

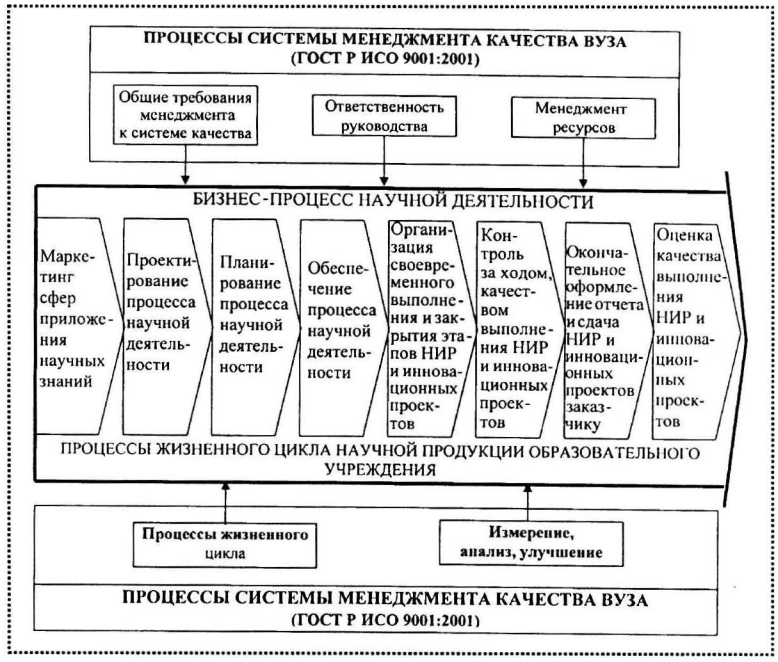


Рис. 3. Типовой бизнес-процесс научной деятельности вуза

Такой подход позволяет идентифицировать и исследовать основные процессы организации, обеспечение и проведение научной деятельности в вузе, разработать их классификацию и формализованные описания основных рабочих процессов в виде диаграмм в стандарте IDEF0. При этом можно определить измеряемые параметры, характеристики, позволяющие контролировать качество протекания этих процессов.

Качество бизнес-процесса научной деятельности вуза обеспечивают следующие пять подсистем:

♦ Подсистема "Ответственность руководства" – обеспечивает выполнение требований к руководству вуза на основании законов:

- "Об образовании", "О высшем и послевузовском профессиональном образовании";
- "О науке и государственной научно-технической политике" (федерального закона);
- "О государственном прогнозировании и программах социально-экономического развития Российской Федерации";
- устава вуза;
- системы комплексной оценки деятельности вузов;
- Государственных образовательных стандартов (ГОС);
- критериев оценки эффективности СМК вузов.

Подсистема строится с учетом практики реализации в промышленности и образовании требований разделов ГОСТ Р ИСО 9001–2001:

- 4. "Система менеджмента качества";
- 5. "Ответственность руководства".

♦ Подсистема "Управление ресурсами вуза" – обеспечивает выполнение требований по кадровому, методическому, материально-техническому и другим обеспечениям.

Подсистема строится с учетом практики реализации в промышленности и в образовании требований раздела ГОСТ Р ИСО 9001–2001: 6. "Менеджмент ресурсов" (см. рис. 3).

♦ Подсистема "Управление процессами вуза" – обеспечивает выполнение требований к:

- содержанию, условиям и срокам выполнения научных проектов;
- уровню специалистов, системы лицензирования, аттестации и аккредитации;
- процессам научной деятельности вуза;
- процессам СМК вуза.

Подсистема строится с учетом практики реализации в промышленности и образовании требований раздела ГОСТ Р ИСО 9001–2001: 7. "Процессы жизненного цикла продукции" для следующих групп процессов вуза: образовательной деятельности; научной деятельности; дополнительного и послевузовского образования (см. рис. 3).

♦ Подсистема "Контроль, мониторинг и улучшение процессов вуза" – обеспечивает выполнение требований системы комплексной оценки деятельности вузов к:

- процессам контроля, мониторинга и улучшения процессов научной деятельности вуза;
- результативности процессов СМК вуза.

Подсистема строится с учетом практики реализации в промышленности и образовании требований раздела ГОСТ Р ИСО 9001–2001: 8. "Измерение, анализ и улучшение" (см. рис. 3).

♦ Подсистема "Постоянное улучшение системы менеджмента качества вуза" – обеспечивает выполнение требований по результативности и эффективности СМК вуза на основе применения критериев модели совершенства EFQM (адаптированных в Санкт-Петербургском государственном электротехническом университете (ЛЭТИ) к СМК вузов) с учетом требований ГОСТ Р ИСО 9001–2001 и ГОСТ Р ИСО 9004–2001. При этом используется разработанная в Брянском государственном техническом университет (БГТУ) методика оценки результативности и эффективности систем менеджмента качества.

На рис. 3 видно, как бизнес-процесс научной деятельности вуза (выпуска научной продукции или оказания научной услуги) декомпозируется на восемь внутренних процессов жизненного цикла научной продукции, которые соответствуют известной петле качества. Кроме того, на рис. 3 показано (сверху и снизу), что качество (эффективность) этих внутренних процессов обеспечивается внешними процессами СМК, которые определены требованиями стандарта ГОСТ Р ИСО 9001:2001.

В соответствии с принципом процессного подхода каждый из внутренних процессов жизненного цикла продукции (маркетинг, проектирование, планирование и др.) должен быть выделен и описан, при этом необходимо последовательно выполнить следующие этапы процедуры процессов менеджмента:

1. Определить для каждого процесса вход, выход, управляющие воздействия и необходимые ресурсы.

2. Назначить ответственное лицо за процесс.

3. Описать характеристики, параметры, показатели и критерии эффективности для каждого процесса.

4. Выбрать методы и средства измерения характеристик, параметров, показателей и критериев процесса.

5. Установить для каждого процесса список операций и переходов, достаточный для нормирования ресурсов.

6. Построить схему последовательности, взаимосвязи и взаимодействия процессов.

7. Найти модель (классификацию) затрат на процесс.

8. Выбрать методы расчета затрат на соответствие и несоответствие процесса и форму отчета о затратах.

9. Документировать (описать) процесс (процедура, инструкция, карта процесса и др.).

10. Обеспечить наличие информации (необходимой и достаточной) для эффективного менеджмента процесса.

11. Регулярно оценивать процесс и анализировать его, проводить мониторинг.

12. Систематически осуществлять корректирующие и предупреждающие действия на процессы.

13. Установить порядок внесения изменений в процессы.

Затем для каждого процесса устанавливается система его управления с обязательным измерением параметров и характеристик. При этом должны быть выявлены критерии качества процесса научной деятельности вуза.

Оценка качества научной деятельности является одной из ключевых в предметной области науковедения и должна включать в себя: заявку на выполнение научных проектов; качество результатов научной деятельности; результативность научной деятельности; уровень организации научной деятельности (исследовательского труда).

К *основными характеристикам* (критериям качества) *научной деятельности* вуза следует отнести следующие:

■ *продуктивность* – количественная характеристика научной продукции (научной информации), полученной ученым (научным коллективом) за определенный промежуток времени;

■ *качество научного продукта* – система параметров (показателей), обладающих определенным уровнем (интенсивностью), важных с точки зрения потребителя этого продукта;

■ *эффективность* – способность получить определенный эффект (научно-технический, экономический, социальный и т.п.) и как характеристика уровня организации научного процесса, обеспечивающего достижение поставленной цели с оптимальными затратами ресурсов.

Результат научной деятельности можно определить как степень достижения научного, научно-технического, экономического и социального эффектов, которые можно охарактеризовать следующим образом:

△ *научный эффект* – как прирост научной информации;

△ *научно-технический эффект* – как возможность использования результатов научных исследований в других научных разработках и получения информации, необходимой для создания новой продукции;

△ *экономический эффект* – как величину прибыли за счет использования результатов научной деятельности;

△ *социальный эффект* – как степень влияния результатов научной деятельности на различные сферы деятельности современного общества.

Факторы научной результативности можно охарактеризовать следующим образом:

- новизна результатов;
- глубина научной проработки;
- степень вероятности успеха.

Оценку результативности научных исследований производят с помощью системы взвешенных балльных оценок, причем для фундаментальных НИР рассчитывают только коэффициент научной результативности, а для прикладных НИР – коэффициент научно-технической результативности, характеризуемый следующими факторами: перспективность использования результатов, масштаб реализации результатов, завершенность результатов.

Значения коэффициентов значимости каждого фактора и достигнутого уровня по каждому фактору устанавливают с использованием методов экспертных оценок [1].

Как показывает практика, применение методологии управления проектами в сочетании с теоретическими основами выработки и принятия решений в значительной степени повышает эффективность реализации научных проектов.

На различных этапах жизненного цикла применяют следующие **основные методы управления научной деятельностью** [2]:

1. На этапе разработки концепции проекта:

а) определение целей проекта;

б) описание и анализ целей: морфологические деревья, дерево целей, методы маркетинга, социологические методы, экспертные системы;

в) концептуальное проектирование: формализованное описание предметной области, начальных условий и ограничений; выбор критериев; поиск решений; анализ альтернатив;

г) предпроектный анализ.

2. На этапе разработки проекта:

а) структурная декомпозиция;

б) построение композиционных структурных моделей;

в) решение задач на структурных моделях;

г) моделирование процессов осуществления проектов;

д) построение системы моделей (в том числе иерархической) с заданными свойствами;

е) имитационное моделирование;

ж) календарное планирование (временно́й, стоимостной и ресурсный анализ);

з) функционально-стоимостной анализ, учет риска, надежности и др.;

и) управление качеством;

к) управление риском;

л) проектный анализ на стадии разработки.

3. На этапе завершения проекта:

а) анализ эффективности проекта;

б) разработка исполнительных графиков и анализ данных о запланированном и фактическом ходе выполнения проектов.

Применение указанных методов требует разработки соответствующих *механизмов для решения следующих основных задач управления проектом*:

- определение и анализ целей проекта;
- построение, оценка и выбор альтернативных решений по реализации проекта (вариантов проекта);
- формирование структуры проекта, выбор состава исполнителей, ресурсов, сроков и стоимости работ;
- управление взаимодействием с внешней средой;
- управление исполнителями;
- регулирование хода работ (оперативное управление, внесение корректив).

Научная деятельность высшего учебного заведения, как объект исследования в области менеджмента качества, является довольно специфической. В развитие стандартов серии ГОСТ Р ИСО 9000–2001 необходимо разработать ряд нормативно-методических документов и рекомендаций, учитывающих опыт и специфику научно-исследовательских работ в высшей школе. Эти документы и методология будут способствовать разработке и внедрению систем менеджмента качества в научной деятельности вуза, обеспечивая продвижение наукоемкой продукции на внутреннем и внешнем рынках.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гольдштейн Г.Я.** Инновационный менеджмент. Таганрог: Издательство ТРТУ, 1998. 132 с.

2. **Бурков В.Н., Новиков Д.А.** Как управлять проектами. М.: Синтег, 1997. 188 с.

Центр "Нанотехнологии и наноматериалы" при Тамбовском государственном университете им. Г.Р. Державина

В 2007 г. Тамбовский государственный университет им. Г.Р. Державина победил в конкурсе образовательных учреждений высшего профессионального образования, внедряющих инновационные образовательные программы. Проект ТГУ им. Г.Р. Державина был поддержан грантом Министерства образования и науки РФ в объеме 467 млн руб. В рамках реализации одной из целей данного проекта на базе ТГУ организован центр "Нанотехнологии и наноматериалы". Руководство центром осуществляет заслуженный деятель науки РФ, доктор физико-математических наук, профессор Ю.И. Головин На материально-техническое оснащение центра из бюджета будет направлено 127 млн руб., 20 млн руб. внебюджетных средств выделяет ректорат ТГУ. Планируется приобретение уникального научного оборудования, не имеющего аналогов в регионе и в нашей стране (растровый электронный микроскоп последнего поколения, наноиндентометры, ЭПР-, рамановские и оптические спектрометры, туннельные и атомно-силовые микроскопы и др.).

Центр нанотехнологий будет заниматься не только "чистой" и прикладной наукой, но и инновационно-образовательной деятельностью. Тематика фундаментальных разработок будет включать экспериментальное исследование и компьютерное моделирование фуллереносодержащих материалов, тонких пленок и покрытий, высокоградиентных упрочненных слоев, новых функциональных материалов. Будут продолжены работы в области физики влияния слабых магнитных, электрических и радиационных полей на структурные дефекты атомарного и наноскопического масштаба, а через них – на комплекс физико-механических характеристик конструкционных и электронно-оптических функциональных материалов.

Основное направление прикладных разработок – создание новых и совершенствование имеющихся оригинальных измерительных средств и комплексов для определения размеров и физико-механических свойств наномасштабных изделий и наноструктурных материалов. В частности, Центр планирует в 2007 г. довести опытные образцы бесконтактных лазерных измерителей размеров, наноиндентометров и многофункциональных нанотестеров для характеризации свойств приповерхностных слоев материалов до мелкосерийного производства. Также будут созданы системы контактного и бесконтактного контроля размеров изделий, комплексы фоторегистрации, захвата, оцифровки и анализа изображения изделий. Другим направлением деятельности Центра будет разработка и внедрение электро- и магнитостимулированных технологий.

Вместе с этим Центр заинтересован в активном сотрудничестве с различными научными, образовательными и промышленными организациями для осуществления совместной деятельности.

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 09.04.07 г. Подписано в печать 28.05.07 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,37 (в т. ч. вкл. 0,49). Уч.-изд. л. 8,09 (в т. ч. вкл. 0,75). Заказ 764. Свободная цена.

Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ОАО "Издательство "Машиностроение".
Отпечатано в Подольской типографии – филиале ОАО "ЧПК", 142110, Подольск, ул. Кирова, д. 15.

Борис Леонидович Штриков

14 мая 2007 г. скоропостижно скончался Борис Леонидович Штриков, профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой "Автоматизация технологических процессов в машиностроении", действительный член Российской академии проблем качества, член совета УМО Минобразования РФ по специальности "Автоматизация технологических процессов и производств в машиностроении", член редакционного совета журнала "Сборка в машиностроении, приборостроении".

В Самарском государственном техническом университете Борис Леонидович работал с 1964 г. С 1999 г. Б.Л. Штриков был проректором по учебной работе СамГТУ.

В стенах этого университета произошло становление Бориса Леонидовича как преподавателя и талантливого ученого. Здесь он защитил кандидатскую и докторскую диссертации, работал сначала доцентом, а затем профессором, стал заведующим кафедрой.

На счету Бориса Леонидовича более 200 научных работ, в том числе 24 авторских свидетельства, 6 учебных пособий, 4 монографии. В издательстве "Машиностроение" готовится к изданию книга Бориса Леонидовича с соавторами "Технология автоматической сборки".

Области научных интересов Бориса Леонидовича были весьма разнообразны: теоретические и прикладные задачи автоматизации систем механической обработки и сборки; ультразвуковая интенсификация процессов механообработки и сборки; технологическое управление качеством изделий; управление качеством изделий средствами автоматизации.

Борис Леонидович разработал научное направление и основы применения ультразвуковых колебаний при сборке прессовых, резьбовых соединений и прецизионных соединений с зазором.

Редакция и редакционный совет журнала "Сборка в машиностроении, приборостроении" выражают глубокое соболезнование семье и близким Бориса Леонидовича Штрикова.

В нашей памяти он останется не только талантливым ученым, но прекрасным, добрым человеком.