ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

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

2 2010 (115)

СОДЕРЖАНИЕ

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Шуваев В.Г., Папшев В.А. Применение ультразвуковых колебаний для обеспечения качества прессовых соединений . . . 3

Куменко А.И. Использование вибровозбудителей для испытаний, диагностики и наладки турбоагрегатов . . . 8

Анферов А.А., Шардакова М.А. Получение информации о недопустимых режимах эксплуатации гидромашин . . . 13

Экономика и организация сборочного производства

Быков С.Ю., Быков Ю.М. Повышение эффективности сборочного производства . . . 16

Сборочно-сварочные работы. Пайка

Штенников В.Н. Предложения по уточнению редакции перевода и содержания Международного стандарта IEC (МЭК) 61192-1 "Процесс пайки" . . . 20

В помощь конструктору, технологу

Гузеев В.И., Шаламов П.В., Радийчук С.Е. Определение параметров отбортовки и длины свинчивания при изготовлении отверстий вращающимся пуансоном в тонколистовом металле . . . 25

Технологическая оснастка для сборки

Житников Ю.З., Житников Б.Ю. Расчет параметров схвата робота-манипулятора . . . 30

Разное

Смирнов В.А. Реализация компьютерного управления на постоянной несущей частоте применительно к оборудованию с параллельными приводами . . . 39

Мягких Ю.П., Будрина О.А. Способ очистки тракта трубопровода . . . 47

Соединение деталей машин

Крайнев А.Ф. Подвижные соединения и механизмы (функциональная целесообразность и технологичность) . . . 2-я, 3-я стр. обложки

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

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

Редакционный совет

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

Региональные редсоветы

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

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

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”, 2010

THE MONTHLY NEWSMAGAZINE FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

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

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

2 2010 (115)

CONTENTS

Quality assurance. Testing. Monitoring

Shuvaev V.G., Papshev V.A. The use of ultrasonic vibrations for providing the quality of press-fit connection . . . 3

Kumenko A.I. Use of exciters for tests, diagnostics and adjustment of turbine units . . 8

Anfyorov A.A., Shardakova M.A. Acquisition of data on inadmissible maintenance conditions of hydraulic machines . . . 13

Economy and the Organization of Assembly

Bykov S.Yu., Bykov Yu.M. Increase the efficiency of assembly production 16

Assembly Welding Works. Solder

Shtennikov V.N. Offers on specification of translation and the contents of International standard IEC (МЭК) 61192-1 "soldering Process" . . . 20

Industrial and design engineer's aid

Guzeev V.I., Shalamov P.V., Radiichuk S.E. Definition of parameters the rings and height of a carving made by the rotating tool, in thin metal . . . 25

Technological equipment for assembly

Zhitnikov Yu.Z., Zhitnikov B.Yu. Calculation of parameters of the manipulating robot gripper . . . 30

Different

Smirnov V.A. Realization of computer control with constant carrier frequency for shunt package equipment . . . 39

Myagkikh Yu.P., Budrina O.A. Method of pipe duct cleaning . . . 47

Connections of Details Mashines

Krainev A.F. Mobile connections and mechanisms (functional expediency and adaptability to manufacture) . . . . . 2-nd, 3-nd p.p. of cover

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

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

Editors

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

Regional editors

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

Ukraine
KIEV
ZENKIN A.S.
MATVIENKO V.A.
DONETSK
MIKHAILOV A.N.
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., PARSHENKOVA L.D.

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", 2010

УДК 621.757:62-752

В.Г. Шуваев, *канд. техн. наук,* **В.А. Папшев,** *канд. биол. наук, доценты*
кафедры "Автоматизация производств и управление транспортными системами"
Самарского государственного технического университета
E-mail: pva_samara@mail.ru

Применение ультразвуковых колебаний для обеспечения качества прессовых соединений

Рассмотрены вопросы повышения эффективности процесса запрессовки и формирования прессовых соединений гарантированного качества с применением ультразвуковых колебаний и использования автоматизированных компьютерных систем для проведения научных исследований процессов ультразвуковой сборки.

The article deals with the efficiency of assembly and press-fit connection forming of guaranteed quality with the use of ultrasonic vibrations and automated computer systems to carry out the scientific research of ultrasonic assembling.

Ключевые слова: качество прессовых соединений, надежность, ультразвуковые колебания, эффективность.

Key words: the quality of press-fit connection, reliability, ultrasonic vibrations, efficiency.

Надежность машин и приборов в значительной степени определяется качеством неподвижных соединений деталей, среди которых наиболее простыми и экономичными являются соединения с натягом. Прочность (несущую способность) цилиндрических соединений с натягом в осевом и окружном направлениях обычно оценивают по формулам:

$$F = \pi d l p f_{\text{ос}}, \quad (1)$$

$$M_{\text{кр}} = \pi d^2 l p f_{\text{кр}} / 2, \quad (2)$$

где F и $M_{\text{кр}}$ – осевая сила и крутящий момент в соединении; p – давление, определяемое величиной натяга; d – диаметр соединения; l – глубина запрессовки; $f_{\text{ос}}$, $f_{\text{кр}}$ – коэффициенты трения в соединении при осевом сдвиге и кручении.

Приведенные зависимости показывают, что прочность соединений определяется эффективной площадью сопряжения, контактным давлением и величиной коэффициента трения. Причем к коэффициенту трения предъявляются противоречивые требования: при проведении процесса сборки желательна минимальная величина трения, в то время как для обеспечения прочности сформированного соединения коэффициент трения должен быть по возможности максимальным.

Реализация указанных противоречивых требований возможна путем применения при сборке запрессовкой ультразвуковых колебаний. Использование высокочастотных колебаний малой амплитуды дает возможность интенсифицировать сборочный процесс, что обусловлено рядом специфических особенностей воздействия ультразвука, к числу которых относятся:

– значительное снижение сил сопротивления при сборке;

– самоцентрирование деталей;

– повышение эксплуатационных характеристик соединений путем направленного воздействия на формируемое соединение;

– возможность механизации и автоматизации технологического процесса.

Определяющими параметрами при ультразвуковой сборке служат статическое усилие, скорость и время сборки, а также амплитуда, частота и схема введения дополнительных колебаний в соединяемые детали [1], причем в зависимости от схемы подведения колебаний в

очаг деформации основное влияние на величину усилия запрессовки оказывает изменение свойств металла под действием ультразвука при расположении очага деформации в пучности напряжения или сил контактного трения при расположении очага деформации в пучности смещения [2].

Особенность воздействия ультразвуковых колебаний на силы трения заключается в изменении кинематических условий контактного взаимодействия поверхностей в процессе сборки, а также характера напряженно-деформированного состояния деталей в зоне деформации.

При определенном сочетании параметров ультразвуковых колебаний можно повысить прочность формируемых прессовых соединений за счет образования в сопряжении мостиков схватывания между поверхностями аналогично ультразвуковой сварке [3]. Образующиеся в процессе контактного взаимодействия мостики схватывания существенно повышают функциональные параметры соединения, в частности, прочность на сдвиг и кручение.

Для осуществления ультразвуковой сварки контактирующих поверхностей необходимо соблюдение следующих условий:

• обязательная очистка сопрягаемых поверхностей от адсорбированных веществ и окисных пленок;

• обеспечение контакта между чистыми (ювенильными) поверхностями;

• максимальное увеличение площади фактического контакта сопряженных поверхностей;

• обеспечение режима пластического течения металла в контакте.

В результате пластической деформации, возникающей в точках фактического контакта, все большая часть микронеровностей контактирующих поверхностей приводится в соприкосновение и очищается от окисных и адсорбированных пленок, чему содействует и диспергирующее действие ультразвуковых колебаний. Первоначально образуются мостики схватывания ювенильных поверхностей, а через некоторое время происходит упрочнение поверхностных слоев в зоне контакта, что приводит к деформированию более глубоких слоев материала с одновременным интенсивным тепловыделением. В результате происходит релаксация напряжений вблизи поверхностных слоев, вовлечение в деформацию все больших объемов металла, разрастание мостиков схватывания, что в конечном итоге приводит к образованию прочного соединения.

Основные функциональные блоки, необходимые для осуществления ультразвуковой сборки:

– силовой блок для воздействия на детали (в нашем случае использован гидравлический пресс);

– ультразвуковой электрический генератор и источник механических колебаний, концентратор колебаний подвижного элемента в паре трения;

– устройства жесткой фиксации и точного позиционирования соединяемых элементов с учетом их рабочих движений;

– система контроля и диагностики параметров формируемого соединения и управления процессом сборки.

На рис. 1 показана структурная схема устройства для ультразвуковой запрессовки с одновременной диагностикой качества формируемого соединения [4].

Реализация алгоритмов вибрационной диагностики и управления ультразвуковой сборкой осуществлена на базе современных средств вычислительной и микропроцессорной техники, обеспечивающих ряд преимуществ по сравнению с аналоговыми методами обработки. При рассмотрении задачи вибрационной диагностики как информационного процесса при формировании прессовых соединений можно выделить три характерные составляющие:

– получение первичной диагностической информации с помощью преобразователей и приведение ее в форму, удобную для дальнейшей компьютерной обработки;

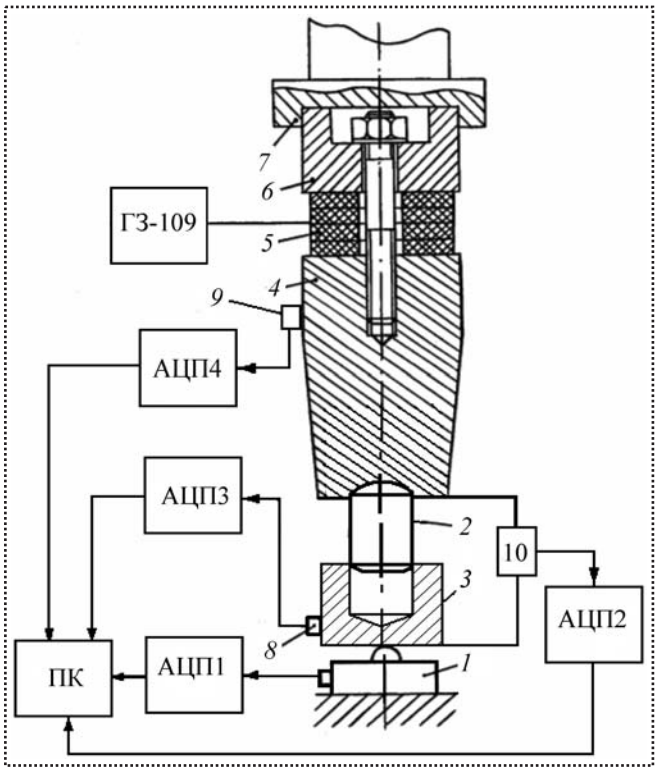

Рис. 1. Устройство для ультразвуковой запрессовки:
1 – датчик силоизмерительный резистивного типа;
2, 3 – соединяемые вал и втулка;
4 – концентратор колебательной энергии;
5 – пьезокерамический вибровозбудитель;
6 – противовес;
7 – шток гидроцилиндра;
8, 9 – датчики вибрации типа КВ-10;
10 – датчик перемещения резистивного типа;
ГЗ-109 – генератор ультразвуковых колебаний;
АЦП1, ..., АЦП4 – аналого-цифровые преобразователи типа ЛА2USB;
ПК – персональный компьютер

– обработка диагностической информации с помощью микропроцессорных средств и программного обеспечения и представление результатов обработки в форме, пригодной для анализа и дальнейшего использования;

– применение полученной информации для управления и формирования решения о текущем состоянии диагностируемого объекта.

Особенностью рассматриваемого метода диагностики является увеличение площади контактирования по мере запрессовки вала во втулку, что приводит к изменению жесткости и демпфирования механической колебательной системы и, соответственно, резонансных характеристик системы. Следовательно, алгоритм диагностики должен содержать операции измерения глубины и силы запрессовки, определения амплитудно-частотной характеристики и резонансной частоты колебаний системы.

Ультразвуковую запрессовку деталей проводят следующим образом. Соединяемые детали *2* и *3* (соответственно вал и втулка) устанавливают на сборочной позиции (см. рис. 1). С помощью штока гидроцилиндра *7* через концентратор колебательной энергии *4* к соединяемым деталям прикладывают сборочное усилие и одновременно с помощью генератора Г3-109 и пьезокерамического возбудителя *5* в сборочных деталях возбуждают упругие колебания (ультразвуковые).

В процессе запрессовки непрерывно с помощью силоизмерительного датчика *1* и датчика перемещения *10* через аналого-цифровые преобразователи АЦП1 и АЦП2 в персональный компьютер ПК поступает информация о сборочном усилии и относительном осевом перемещении собираемых деталей. Одновременно на протяжении всего сборочного процесса с помощью датчиков вибрации *8* и *9* через АЦП3 и АЦП4 в ПК поступает информация о частотных характеристиках формируемого соединения.

С помощью специальных программ ПК непрерывно осуществляет расчет и контроль коэффициента динамичности μ формируемого соединения. При достижении собираемыми деталями требуемого осевого относительного положения они фиксируются усилием, не допускающим относительного осевого обратного смещения, и с помощью генератора Г3-109 к деталям прикладывается ультразвуковое воздействие повышенной амплитуды до момента достижения коэффициентом динамичности заданного значения.

Существует прямая взаимосвязь между качеством запрессовки и механической добротностью колебательной механической системы. Эта взаимосвязь достаточно хорошо аналитически описана в теории механических колебаний, что позволяет реализовать предлагаемый

способ запрессовки с высокой эффективностью [5]. По изменению коэффициента динамичности определяют момент окончания приложения ультразвуковых колебаний и процесса запрессовки следующим образом. В процессе запрессовки измеряют вибрации колебательной механической системы, образованной запрессовываемыми деталями, и анализируют амплитудно-частотную характеристику вибрационного сигнала. Когда частота вынуждающей силы приближается к частоте свободных колебаний системы, происходит быстрое увеличение коэффициента динамичности системы μ, показывающего, во сколько раз амплитуда установившихся вынужденных колебаний больше перемещения, вызываемого статически приложенной силой:

$$\mu = \frac{1}{\left|1 - \omega_в^2 / \omega_с^2\right|},$$

где $\omega_в$ – частота вынужденных колебаний;

$\omega_с$ – частота собственных колебаний механической системы.

Резонансная кривая системы строится как зависимость коэффициента динамичности от отношения частот. Значение динамического коэффициента в зоне резонанса (при $\omega_в = \omega_с$) называют добротностью Q колебательной механической системы:

$$\mu_{рез} = Q = \frac{\sqrt{cm}}{k};$$

$$c = \omega_с^2 m,$$

где c – обобщенный коэффициент жесткости системы;

m – приведенная масса системы;

k – обобщенный коэффициент демпфирования.

Исходя из эксплуатационных параметров соединения определяют численные значения требуемых динамических характеристик и характер их изменения по координате движения деталей в процессе запрессовки.

Колебательная система, реализованная на основе пакетного пьезокерамического преобразователя из шести шайб пьезокерамики типа ЦТС-19, позволяет эффективно проводить запрессовку соединений с натягами до 0,05–0,08 мкм. Четное количество электрически параллельно собранных шайб позволяет получить на наружных обкладках пакетного пьезокерамического преобразователя одинаковый потенциал, что исключает возможность короткого замыкания источника питания через элементы устройства и упрощает задачу электроизоляции обкладок пакетного пьезокерамического преобразователя от стержня-концентратора и корпуса. Элементы конструкции устройства выполнены частично из высокоупругой стали 65Г и термообработанного дюралюминия Д16Т.

Для формирования соединений с натягами свыше 0,1 мкм в качестве источников ультразвуковых колебаний применяли магнитострикционные преобразователи типа ПМС-2,5-10 с акустической мощностью 0,9 кВт, для питания которых использовали ультразвуковые генераторы типа УЗГ3-4.

Для связи датчиков с ПК в качестве АЦП служили преобразователи фирмы "Руднев–Шиляев", позволяющие подключать одновременно до 32 информационных сигналов.

Спланированы и проведены экспериментальные исследования воздействия резонансных колебаний на качество сборки деталей, соединяемых по прессовым посадкам. Испытания проводили на соединениях типа вал–втулка (зубок–шарошка), собираемых с натягом. Испытаны четыре партии деталей с диаметром сопряжения 7,78 мм. В каждой партии было по 15 пар соединений, причем в двух первых натяг составлял 0,05 мм, а в двух других – 0,01 мм. Это сделано с целью сравнения прочностных характеристик соединений, собранных с воздействием ультразвуковых резонансных колебаний и без таковых.

В качестве образцов использовали плоские диски, прошедшие механическую и химико-термическую обработку, аналогичную се-

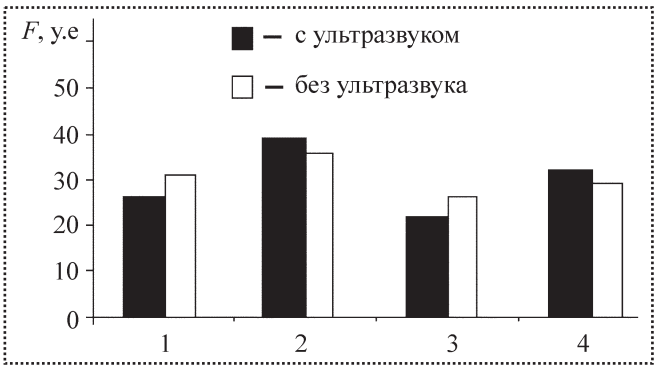

Рис. 2. Результаты эксперимента:
1, *3* – средние усилия запрессовки зубков с натягом соответственно 0,05 и 0,01 мм;
2, *4* – средние усилия распрессовки зубков, соединенных с натягом соответственно 0,05 и 0,01 мм

рийной технологии обработки шарошек буровых долот. В каждом диске выполняли по 30 сквозных отверстий, позволявших сначала запрессовать зубки в отверстия сверху вниз, а затем выпрессовывать их снизу вверх. Половину зубков запрессовывали с воздействием резонансных колебаний, другую половину – без их воздействия. Распрессовку осуществляли традиционно, без воздействия ультразвуковых колебаний.

Статистически обработанные результаты эксперимента, представленные на рис. 2, показали, что при запрессовке с применением ультразвука усилие снижается при одновременном повышении прочности соединения.

Выводы

Рассмотрены вопросы повышения эффективности запрессовки путем использования ультразвуковых колебаний малой амплитуды, интенсифицирующих сборочный процесс, ведущих к значительному снижению сил сопротивления при сборке и позволяющих в конце сборочного процесса осуществить ультразвуковую сварку.

Разработана компьютерная автоматизированная система исследований процесса ультразвуковой сборки, с помощью которой изучен процесс ультразвуковой запрессовки соединений вал–втулка с одновременной диагностикой показателей качества формируемого соединения.

Проведены экспериментальные исследования усилия запрессовки и прочностных характеристик соединений, собранных традиционными методами и с воздействием ультразвука. Применение ультразвуковых резонансных колебаний позволяет снизить усилия запрессовки в среднем на 10–15 % при одновременном повышении прочности сформированных соединений до 5–10 %.

Библиографический список

1. **Нерубай М.С., Калашников В.В., Штриков Б.Л., Яресько С.И.** Физико-технологические методы обработки и сборки. М.: Машиностроение-1, 2005. 396 с.

2. **Ультразвуковая** обработка материалов / Под ред. О.В. Абрамова. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.

3. **Холопов Ю.В.** Ультразвуковая сварка. – Л..: Машиностроение, 1972. 152 с.

4. **Способ** запрессовки твердосплавных зубков в корпус шарошки бурового долота: патент РФ № 2357848; МПК B23P19/033, B23P11/00, заявл. 04.02.2008, опубл. 10.06.2009.

5. **Пановко Я.Г.** Введение в теорию механических колебаний: Учебное пособие. – 2-е изд., перераб. – М.: Наука: Главная редакция физико-математической литературы, 1980. 272 с.

6. **Штриков Б.Л., Шуваев В.Г., Папшев В.А.** Автоматизированная система научных исследований процессов ультразвуковой сборки // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2007, № 12. С. 19–22.

УДК 621.165

А.И. Куменко, *д-р техн. наук (ОАО "Энел ОГК-5")*
E-mail: A2008kai@rambler.ru

Использование вибровозбудителей для испытаний, диагностики и наладки турбоагрегатов*

Рассмотрены вопросы применения вибровозбудителей на разных стадиях жизненного цикла турбоагрегатов, установленных на фундаменты разных типов. Приведены результаты применения вибровозбудителя для снижения вибраций турбоагрегата мощностью 500 МВт Харьковского турбинного завода. На основании анализа конструкции и динамических свойств выхлопных частей турбоагрегата повышена их жесткость без заметного увеличения сопротивления потоку. Динамический анализ конструкции после проведенного мероприятия показал его эффективность. Осевая вибрация опоры при всех режимах снизилась в несколько раз: до реконструкции она достигала 10...12 мм/с, после – 3 мм/с.

Results of exciters application for adjustment and decreasing vibrations of a turbine unit 500 MBm the Kharkov turbine factory are resulted. On the basis of the analysis of a design and dynamical characteristik exhaust parts of a turbine unit toughening of an exhaust of the turbine without appreciable increase in resistance to a stream has been executed. The dynamic analysis of a design after the carried out action has shown its efficiency. Axial vibration of a support at all modes has decreased several times. Before reconstruction it reached 10...12 mm/s. After reconstruction it has been lowered to 3 mm/s.

Ключевые слова: вибровозбудитель, турбоагрегат, вибрации, испытания.

Key words: exciter, turbine units, vibrations, tests.

Применение вибровозбудителей для исследования фундаментов и турбоагрегатов после 40 лет эксплуатации

После 30–40 лет эксплуатации мощных блоков могут возникнуть повреждения фундамента, деформации и нарушения опирания в статорной части системы "турбоагрегат–фундамент". Это может привести к увеличению динамической податливости опор и ухудшению их вибрационного состояния. Иногда значительные просадки фундамента приводят к авариям с поломкой болтов без заметного увеличения вибрации.

При замене турбоагрегата на близкий или идентичный необходимо экспериментально определить фактическую податливость опор.

Особенно серьезно встает вопрос об использовании старого фундамента при замене отечественного оборудования на импортные аналоги, которые проектируют по другим критериям и могут содержать, например, жесткие роторы, вес которых существенно выше.

Так, некоторые станции планируют замену турбин мощностью 500 МВт, выпущенных ПОАТ ХТЗ, на турбоагрегаты мощностью 660 МВт фирмы "Альстом". Эти новые турбины не могут быть установлены без доработки старых фундаментов и тщательного выявления их фактических динамических свойств, а также без расчетной оценки динамических свойств в системе "турбоагрегат–фундамент–основание" для нового турбоагрегата, в том числе с учетом отклонений взаимного расположения опор в валопроводе.

Расчеты необходимо выполнять несмотря на то, что число опор в импортном агрегате уменьшено. Так, например, при нормальном опирании турбоагрегата на фундамент нагрузка на его ригели от роторов турбины ХТЗ и "Альстом" в отдельных точках существенно отличается, что отражено в таблице.

Если принять за норму остаточной неуравновешенности 10 % от массы ротора [9], динамические нагрузки на четвертый ригель для

* Окончание. Начало в № 1 за 2010 г.

Отношение нагрузок на ригели от роторов турбоагрегатов "Альстом" и ХТЗ

№ ригеля	Отношение нагрузок
1	0,7
2	0,85
3	1,22
4	1,75
5	1,34
6	1,06

новой машины в 1,75 раза выше, на что старый фундамент не был рассчитан.

При модернизации турбоагрегата без учета динамических свойств опор низшие динамические частоты его валопровода могут резонировать с некоторыми элементами фундамента, а отстройка системы "статор–фундамент" на рабочей частоте или на двойной рабочей частоте может существенно ухудшиться. Это необходимо проверять до установки турбины на фундамент.

Такие случаи возникли, например, на всех восьми турбинах К-200-130 производства ОАО ЛМЗ, установленных в Польше и модернизированных в 90-е годы прошлого века АВВ – "Замех". Тяжелый жесткий ротор низкого давления массой 52 т был поставлен вместо старого ротора низкого давления массой около 30 т. Резонанс на частоте выше 100 Гц снизился до второй кратности. В результате фирма АВВ – "Замех" несколько лет потратила на разработку мероприятий по борьбе с повышенной вибрацией 100 Гц, которая возникала из-за неравномерной жесткости ротора генератора.

В последние годы из-за развала прежним руководством РАО ЕЭС ремонтных служб и системы вибрационного обслуживания резко упало качество ремонта. Крупный турбоагрегат имеет так много индивидуальных особенностей конструкции, сборки и изготовления, что только специалист, который из года в год следит за машиной и ведет ее ремонт, может оценить состояние агрегата.

Для турбин мощностью 300–500 МВт характерны следующие особенности:

– повышенная чувствительность опор к расцентровкам роторов по полумуфтам при теплосиловых смещениях опор из-за малых (в 1,5–2 раза меньших, чем в машинах производства ЛМЗ) зазоров в подшипниках;

– высокая чувствительность вибрации вала к ошибкам центровки опор;

– сниженный порог устойчивости по частоте вращения из-за неоптимальной конструкции сегментных подшипников;

– возникновение низкочастотной вибрации при нарушении центровок роторов по полумуфтам;

– неверные рекомендации завода и поддерживающих организаций по центровкам ротора высокого давления и ротора среднего давления;

– вероятность разрушения болтов крепления бугелей подшипников ротора низкого давления при умеренной вибрации опор в пределах ПТЭ;

– низкий уровень вибрации валопровода при высокой вибрации опор, и наоборот;

– близость одного из резонансов ротора генератора к частоте 100 Гц;

– повышенная динамическая податливость отдельных опор на частотах 25 Гц (опоры ротора высокого давления), 50 Гц (осевая – опор ротора низкого давления) и 100 Гц (вертикальная – передней опоры генератора);

– выявление после сборки турбоагрегата зазора между фундаментной рамой и фундаментом или между корпусом подшипника и фундаментной рамой.

С последними двумя особенностями позволяет успешно бороться упомянутый вибровозбудитель. С 2007 по 2009 г. на турбоагрегатах К-300-240 ЛМЗ, К-300-240 и К-500-240 производства ХТЗ с генераторами Электросилы, ЭЛСИБ и ХЭМЗ было выполнено около 15 работ, позволивших снизить вибрацию опор до приемлемых уровней.

Рассмотрим пример.

В декабре 2006 г. при пуске турбоагрегата мощностью 500 МВт № 7 Рефтинской ГРЭС после капитального ремонта был обнаружен тепловой прогиб генератора, который давал неконтролируемое изменение вибрации при включении турбоагрегата в сеть. Ротор был хорошо отбалансирован и при развороте турбоагрегата проходил нижнюю критическую частоту вращения с вибрацией 30–35 мкм на опорах в вертикальном направлении. При выбеге значения размаха на критической частоте генератора достигали 10–20-кратного увеличения с неповторяющимся изменением фазы.

На холостом ходу на шейках генератора также наблюдалась значительная вибрация, в результате раскачивался весь валопровод, а среднеквадратичное значение виброскорости в осевом направлении седьмой опоры цилиндра низкого давления № 2 достигало 10–12 мм/с. Задача снижения осевых вибраций ротора низкого давления не являлась главной для данного агрегата, у которого на роторе генератора был обнаружен тепловой прогиб. Однако ее решали параллельно с основной.

Повышенная осевая вибрация на роторах низкого давления турбин мощностью 500 МВт периодически возникала и ранее. При этом осевая составляющая заметно превышала вертикальную и поперечную, что наталкивало на мысль о наличии либо резонанса, либо повышенной осевой динамической податливости выхлопных частей от поперечного возбуждения.

Наряду с основной задачей – ремонтом генератора и устранением теплового прогиба решали частную задачу по разработке мер для снижения вибрации на опоре № 7, а в случае успеха предполагали перенести эти мероприятия на другие идентичные опоры. Для решения задачи был применен вибровозбудитель, изготовленный на Конаковском участке энергоремонтного предприятия ОАО "ОГК-5".

Перед проведением динамических испытаний следует хорошо изучить конструкцию статора и его динамические свойства, чтобы найти те резервы повышения жесткости, которые прежде всего дадут заметный эффект при не слишком высоких материальных затратах.

Для диагностирования причин вибрации важно определить источник повышенных вибраций. На АФЧХ опоры часто виден отклик на возмущения всех частей конструкции – фундамента, опоры, валопровода. Нередко причиной оборотной или двойной оборотной вибрации является недостаточная отстройка валопровода. Чаще всего вклад вносят несколько причин. Применение вибровозбудителя позволяет выявить причины, связанные прежде всего с опорными конструкциями, а при расширенном анализе – дефекты фундамента.

Недостаток конструкции выхлопа турбоагрегата мощностью 500 МВт производства ПОАТ ХТЗ заключается в том, что вертикальная вибрация опор ротора низкого давления вызывает значительную осевую вибрацию. По мере приближения к рабочей частоте вращения темп роста вибрации не достигает резонансного пика, однако он выше обычного. Из-за теплового прогиба генератора даже при умеренной вибрации опор генератора (в пределах норм ПТЭ) вибрация вала достигала 250–300 мкм, что приводило к возбуждению как вертикальных, так и осевых вибраций опор РНД-1 и РНД-2. Наибольших значений (70–110 мкм) вибрации достигали на седьмой опоре в зависимости от режимных параметров уплотнений.

Анализ конструкции встроенных опор роторов низкого давления показал, что корпуса встроенных подшипников из сравнительно тонкого листа имеют в нижней части четыре ребра жесткости толщиной около 40 мм, а значительная передняя часть конуса обтекателя висит в воздухе.

Динамическую податливость опоры в соответствии с РТМ [6] определяют при вынутом роторе. С другой стороны, динамические свойства конструкции, нагруженной весом ротора и без ротора, могут различаться вследствие влияния статических нагрузок на динамические смещения балок и оболочек статора.

Исследования показали, что на подшипнике № 7 на частоте, близкой к 50 Гц, присутствуют резонансные колебания. Для снижения резонансных амплитуд колебаний опоры увеличили жесткость картера подшипника № 7. Для уменьшения "консольности" к штатным ребрам были приварены дополнительные таким образом, чтобы не перегородить поток и не увеличить аэродинамическое сопротивление выхлопа. Кроме того, следует обеспечить достаточное расстояние до лопаточного аппарата последней ступени, чтобы исключить заметное влияние потенциального возмущения рабочих лопаток последних ступеней с частотой 400 Гц (четыре возмущения за 0,5 оборота).

Испытания опоры до и после увеличения жесткости показали, что ее динамическая податливость в большинстве контролируемых точек (11 точек по контуру встроенного подшипника в двух направлениях, включая точки на ребрах жесткости) значительно снизилась, что и отразилось на вибрационном состоянии подшипника № 7 при пусках турбоагрегата № 7. Резонансы, обнаруженные при испытаниях опоры на частоте 30 и 50 Гц (рис. 2), были также выявлены на АФЧХ опоры при развороте турбоагрегата.

Результаты измерения вибраций опор подтвердили, что они были вызваны вибрациями ротора генератора, но при этом вибрация подшипника № 7, жесткость которого увеличили, на всех режимах оказалась значительно меньше, чем других подшипников.

Данный успешный опыт позволил выполнить индивидуальное увеличение жесткости

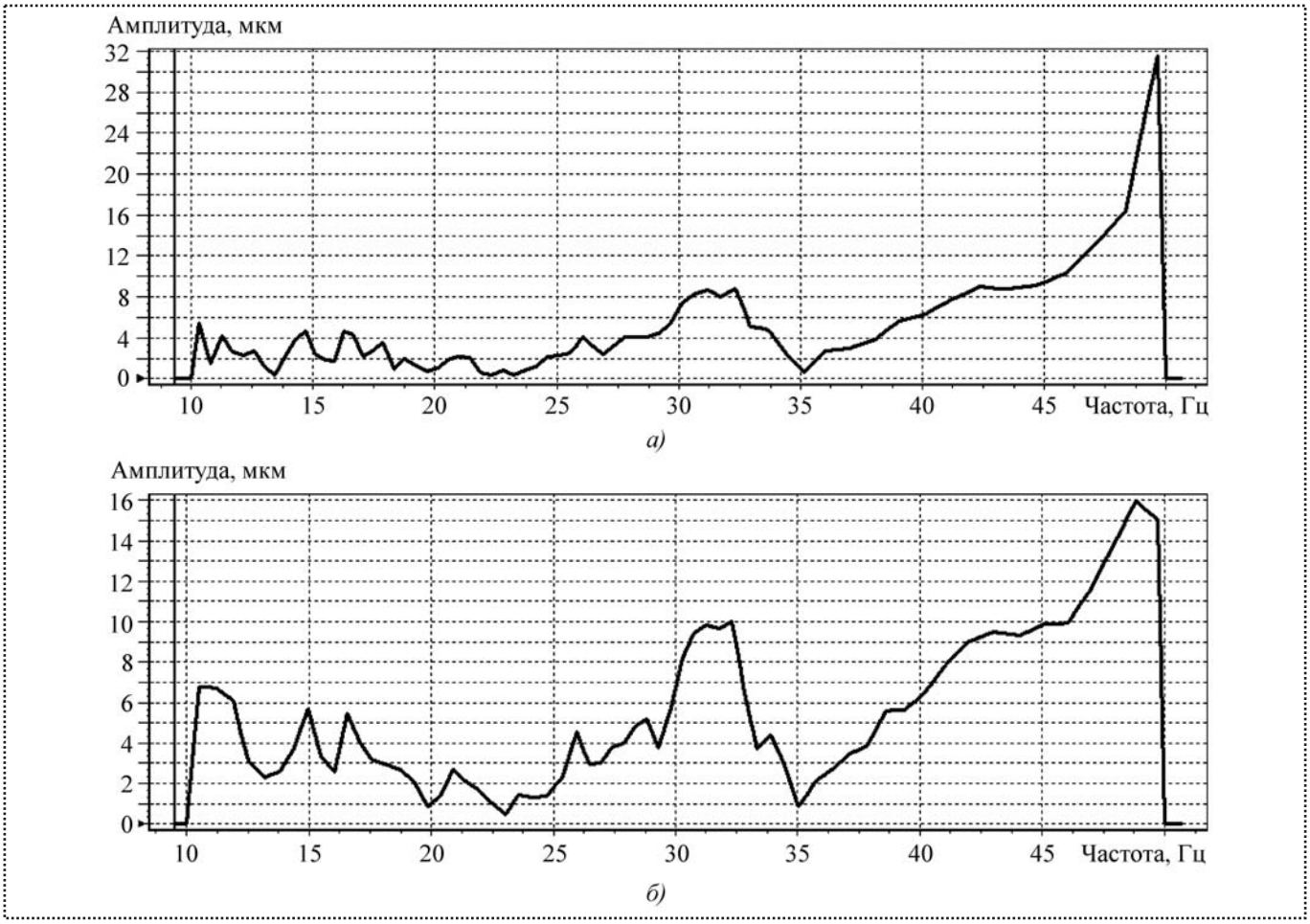

Рис. 2. АФЧХ в контрольной точке в вертикальном направлении при испытаниях с использованием вибровозбудителя до увеличения жесткости конструкции (*а*) и после (*б*)

тех опор, которые в этом нуждались, на остальных трех агрегатах мощностью 500 МВт. Такой же подход был применен к анализу динамических свойств опор № 9 – передних опор генератора турбоагрегата мощностью 500 МВт, а также для поиска отрыва опорных поверхностей на других турбоагрегатах мощностью 300–500 МВт.

Выводы

Выявлены проблемы применения вибровозбудителей для диагностики и наладки турбоагрегатов.

Показана необходимость применения вибровозбудителей для виброналадки турбоагрегатов при проведении ремонтных работ.

Выявлены резервы сокращения времени на проведение испытаний за счет изменения методики и совершенствования конструкции вибровозбудителя.

Для контроля динамических свойств опоры применен вибровозбудитель новой конструкции с широким диапазоном частот вращения (0–110 Гц), который может быть использован для решения других задач виброналадки. Легкосменяемые грузы позволяют изменять амплитуду динамической нагрузки от 0 до 6 т и более при заданной частоте вращения.

Показаны особенности и недостатки турбоагрегатов мощностью 300–500 МВт.

Приведен пример индивидуального увеличения жесткости выхлопных частей турбоагрегата К-500-240-2 № 7 Рефтинской ГРЭС. На основе анализа их конструкции и динамических свойств увеличили жесткость конструкции путем удлинения ребер жесткости, поддерживающих встроенный подшипник в выхлопе турбины, с минимальным изменением сопротивления потоку.

Опыт повышения жесткости других опор показывает, что даже на однотипных опорах соседних машин оно индивидуально (или не требуется вовсе) и должно быть проведено под контролем с использованием предлагаемого метода.

Испытания опоры до и после увеличения жесткости показали, что ее динамическая податливость в большинстве точек по контуру встроенного подшипника значительно снизилась.

Динамический анализ конструкции после увеличения жесткости показал его эффективность. Осевая вибрация опоры при всех режимах снизилась в несколько раз, несмотря на повышенное возбуждение от теплового прогиба ротора генератора. Среднеквадратическое значение виброскорости в осевом направлении до реконструкции достигало 10–12 мм/с, после – 3 мм/с.

Опыт был успешно применен для снижения вибраций на трех других аналогичных агрегатах мощностью 500 МВт.

Библиографический список

1. **Использование** вибровозбудителей для диагностики и наладки турбоагрегатов / А.И. Куменко, О.А. Злобин, В.П. Кузнецов, П.В. Кузнецов // В сб. докладов межд. науч. техн. совещания "Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электростанций". 22–26 октября 2007 г. – М.: ВТИ, 2007. С. 117–123.

2. **Методические** указания по обследованию фундаментов турбоагрегатов. РД 34.21.323.95. ОРГРЭС. М., 1996.

3. **РД 43.20.501.95.** Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей РФ. ОРГРЭС.– М., 2001.

4. **Абросимов Н.А., Злобин О.А., Шкляров М.И.** Модернизация и исследования динамики системы турбоагрегат–фундамент–основание (ТФО) энергоблоков мощностью 800 МВт // Энергомашиностроение. 2005, № 2, 3.

5. **РД 24.033.04–88.** Методика комплексных вибрационных испытаний энергетических паротурбинных агрегатов. – М.: Минэнергомаш, 1989.

6. **РТМ 108.021.01–82.** Испытания вибрационные головных паротурбинных агрегатов. – М.: Минэнергомаш, 1983. 24 с.

7. **Куменко А.И.** Методика использования механического вибровозбудителя с круговым возбуждением для получения динамических характеристик конструкции "статор–фундамент–основание" (СФО) // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2004. № 11.

8. **Москвин В.Г., Куменко А.И., Тимин А.В.** Расчет колебаний фундаментов. Труды Международной научной конференции "Информатизация в технических системах". – М.: МЭИ. 2004.

9. **Паровые** турбины сверхкритических параметров ЛМЗ / Под ред. Огурцова А.П., Рыжкова В.К. – М.: Энергоатомиздат, 1991. 311 с.

10. **РТМ 108.021.102–85.** Агрегаты паротурбинные энергетические. Требования к фундаментам. Л.: – Минэнергомаш, 1986. 15 с.

УДК 621.002.56

А.А. Анферов, *ведущий конструктор,* **М.А. Шардакова,** *инженер-конструктор 1-й кат.*
(НПО "Искра", г. Пермь)
E-mail: onv805@iskra.perm.ru

Получение информации о недопустимых режимах эксплуатации гидромашин

Рассмотрены конструкции индикаторов, показывающих факты нарушения потребителем режимов эксплуатации гидравлических машин, в частности нагружения их давлением, превышающим установленный изготовителем уровень. Индикаторы позволяют не только отследить превышение допустимого давления при использовании, но и установить величину этого превышения.

There were studied designs of indicating devices confirming the facts of consumer's violation of hydromachines' operation conditions during their pressurization in particular, when the value of pressure exceeds the level specified by the manufacturer; as a result it is impossible to trace an excess of permissible pressure during operation as well as to specify the value of this excess.

Ключевые слова: гидромашина, режим эксплуатации, давление.

Key words: hydraulic machine, operation conditions, pressure.

В процессе эксплуатации гидромашин, например, винтовых насосов, имеют место случаи, когда потребитель нарушает требования изготовителя по величине максимально допустимого давления нагнетания, что приводит к выходу их из строя.

В работе [1] описано устройство, регистрирующее факт превышения давления, но без фиксации его величины. Определение этой величины позволит не только разрешать споры между изготовителем и потребителем гидромашины, но и получать полезную информацию для разработчика машин.

На рис. 1, 2 приведены устройства (индикаторы) [2], которые позволяют отследить превышение допустимого давления, а также установить его величину.

Корпус *1* индикатора давления (см. рис. 1) выполнен со штуцером *2* с осевым каналом *3* подвода давления. Внутри корпуса *1* со стороны канала *3* помещен поршень *4* с уплотнением *5*, тарельчатая пружина *6*, фиксатор *7*, например, с разрезным кольцом *8*. Между торцами поршня *4* и фиксатора *7* находится индентор *9* (один или три), для ориентирования которого служит сепаратор *10*. Внутренняя полость устройства регистрации давления может быть защищена крышкой *11* с отверстием *12* по центру. Расстояние *S* между торцом поршня *4* и индентора *9* должно быть больше высоты пружины *6*.

Тарельчатая пружина *6* (пружина Бельвилля) выбирается по ГОСТ 3057–90.

На рис. 2 приведен вариант индикатора давления. Здесь корпус *1* устройства регистрации давления содержит тарельчатую пружину *6*, на которую опирается поршень *4* с уплотнением *5*, поршень *4* ограничен разрезным кольцом *8*, фиксатор *7* (может быть совмещен с корпусом *1*), индентор *9* с сепаратором *10*. Внутренняя полость устройства регистрации давления защищена крышкой *11* с отверстием *12*.

Индикатор давления, приведенный на рис. 1, работает следующим образом. При поступлении давления по каналу *3*, проходящему через штуцер *2*, внутрь корпуса *1* на поршень *4* действует сила, пропорциональная величине давления, сжимающая тарельчатую пружину *6*, продольному перемещению которой препятствует фиксатор *7* с разрезным кольцом *8*. При снятии давления поршень *4* благодаря упругости тарельчатой пружины *6* возвращается в ис-

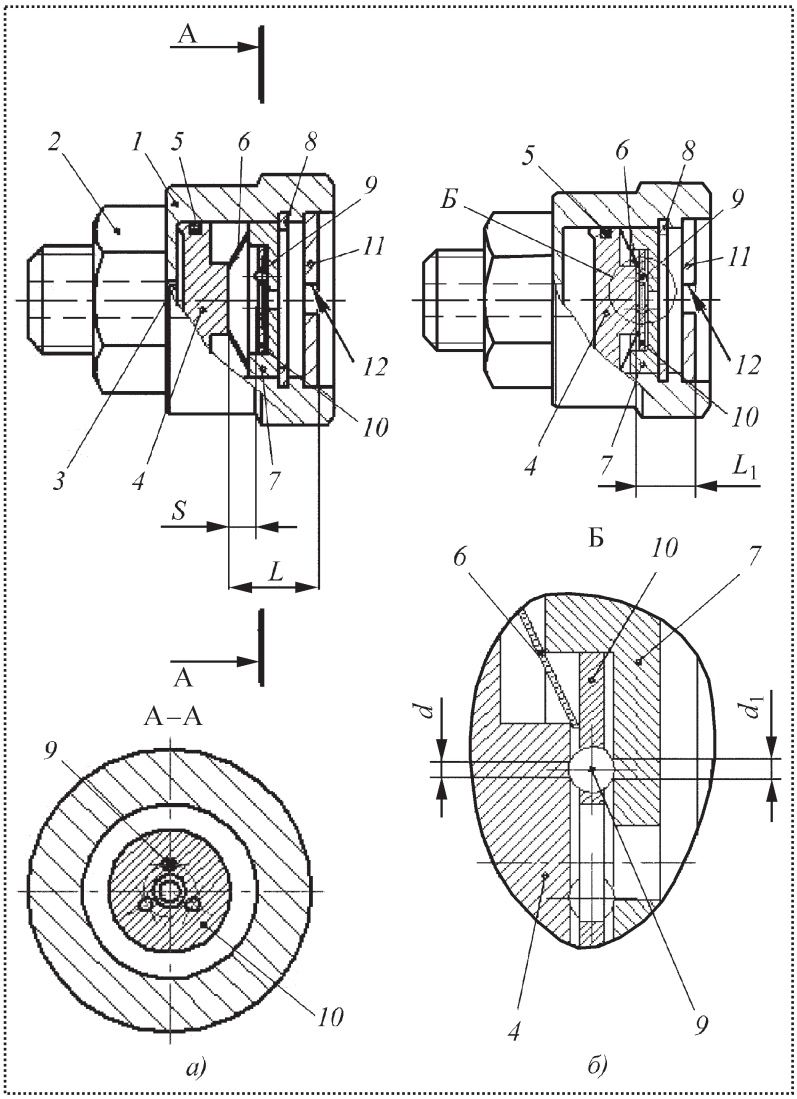

Рис.1. Индикатор давления до срабатывания чувствительного элемента (*а*) и после (*б*):
1 – корпус; *2* – штуцер; *3* – осевой канал; *4* – поршень; *5* – уплотнение; *6* – тарельчатая пружина; *7* – фиксатор; *8* – разрезное кольцо; *9* – индентор; *10* – сепаратор; *11* – крышка; *12* – отверстие; L – размер исходного положения поршня; L_1 – размер положения поршня в случае срабатывания чувствительного элемента; S – расстояние между поршнем и индентором

ходное положение, которое характеризуется размером L и может быть замерено через отверстие *12*.

При достижении внутри корпуса *1* давления, превышающего допустимое, тарельчатая пружина *6* под действием поршня *4* прогибается до плоского состояния, а затем теряет устойчивость и изгибается в обратную сторону, теряя возможность вернуться в начальное состояние. Поршень *4* после изгиба тарельчатой пружины *6* занимает новое положение, характеризующееся размером L_1, величина которого меньше первоначального примерно на две высоты пружины *6*.

После прогиба тарельчатой пружины *6* и потери устойчивости поршень *4*, продолжая перемещаться, упирается в индентор *9*, а через него – в фиксатор *7*. На поверхностях поршня *4* и фиксатора *7*, твердость которых известна, остаются отпечатки – следы (лунки) от индентора (одного или трех), диаметры (d и d_1) которых позволяют судить о величине осевой силы и, следовательно, о давлении, после которого прогнулась тарельчатая пружина, потеряв устойчивость.

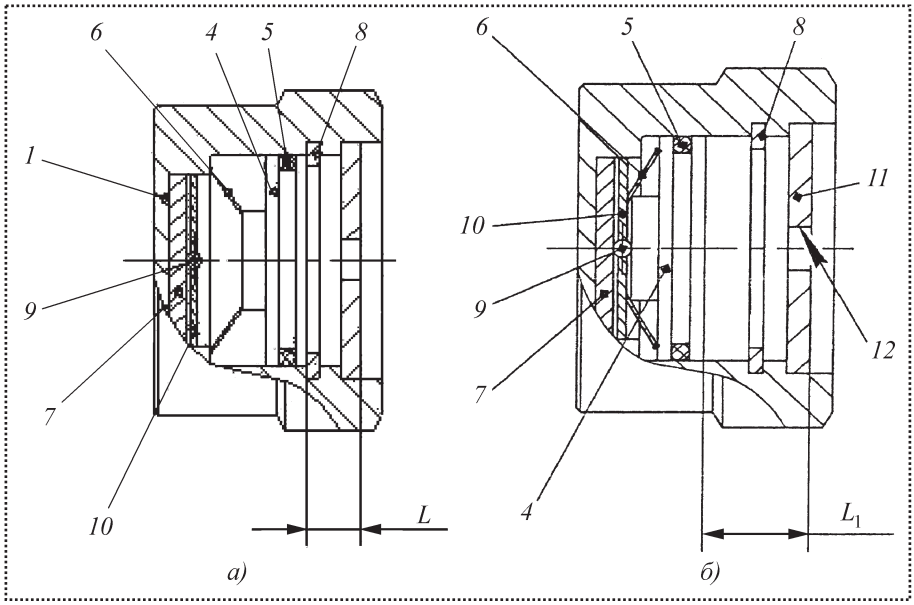

Рис. 2. Вариант индикатора давления до срабатывания чувствительного элемента (*а*) и после (*б*):
номера позиций соответствуют рис. 1

Величину давления определяем по формуле

$$p = \frac{P_{ос}}{F_п};$$

$$P_{ос} = \frac{НВ}{2}[\pi D(D - \sqrt{D^2 - d^2})],$$

где p – давление рабочей среды, подводимое к устройству регистрации;

$P_{ос}$ – максимальная осевая сила, действующая на поршень *4* после прогиба пружины *6*, переданная через индентор *9* на поверхности фиксатора *7* и поршня *4* (кгс);

НВ – твердость материала, на котором получен отпечаток от индентора, кгс/мм^2;

D – диаметр шарика (индентора), мм;

d – диаметр отпечатка от индентора, мм;

$F_п$ – площадь поршня, см^2.

В случае установки трех инденторов осевую силу находим по формуле

$$P_{ос} = \frac{3}{2} НВ [\pi D (D - \sqrt{D^2 - d^2})].$$

Если твердость поршня *4* и фиксатора *7* различна, то, получив от индентора *9* отпечатки диаметрами d и d_1, вычисляют по обоим диаметрам величину давления p (должна быть одинаковой).

Сепаратор *10* служит для фиксации индентора *9* между поршнем *4* и фиксатором *7* относительно продольной оси устройства.

Устройство индикатора давления, приведенное на рис. 2, работает следующим образом. При поступлении давления со стороны открытого торца корпуса *1* пропорциональное его величине усилие от поршня *4* передается на пружину *6*, которая упруго прогибается, но при снятии давления возвращает поршень *4* в исходное положение (размер L).

В случае превышения давления свыше допустимого пружина *6* под усилием поршня *4*, прогибаясь, проходит плоское состояние, теряет устойчивость и выгибается в обратную сторону, не оказывая поршню *4* противодействия. Поршень *4* занимает новое положение (см. рис. 2, *б*), характеризующееся размером L_1, величина которого больше L на две высоты тарельчатой пружины, после чего поршень *4* опирается через индентор *9* на фиксатор *7*, который может быть выполнен заодно с корпусом *1*. При этом под воздействием осевой силы от поршня *4* получаем отпечатки (лунки) на поверхностях поршня *4* и фиксатора *7*, диаметр которых тем больше, чем меньше твердость этих деталей.

Из существующих инденторов, выполняемых в виде шариков из закаленной стали различных диаметров, алмазных пирамид четырехгранной формы, конусов, предпочтительно применять шарики диаметром 2,5; 5 или 10 мм, при этом твердость поршня и фиксатора не должна превышать 450 НВ.

Любая из приведенных конструкций имеет элементы, способные указать на нарушение режима эксплуатации по давлению, а также вычислить величину давления, вызвавшего срабатывание этих элементов.

Приведенные конструкции выполняют роль известного из авиации "черного ящика".

Предложенные конструкции индикаторов давления исключают вмешательство в их показания и пригодны для установки в любых труднодоступных местах.

Библиографический список

1. **Анферов А.А., Шардакова М.А.** Получение информации о превышениях допустимых значений режимов работы гидромашин // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2008. № 11. С. 22–25.

2. **Патент** RU № 2301976 C2. 27.06.2007 г.

УДК 658.5

Быков С.Ю., Быков Ю.М., *канд-ты техн. наук*
(Волгоградский государственный технический университет)
E-mail: mrbykov@gmail.com

Повышение эффективности сборочного производства

Рассмотрены методы повышения эффективности работы предприятий. Дано сравнение "системных" методов, направленных на изменение принципов управления, повышение конкурентоспособности, улучшение операционных показателей и финансовых результатов деятельности, и "фоновых" методов, предусматривающих совершенствование производственного потока, гармонизацию отношений "человек – производственная система", повышение качества продукции.

This article discusses methods to improve the efficiency of enterprises. There are compare "system" methods, which are aimed at changing management principles, improving competitiveness, improving operating performance and financial results and "background" methods, which are aimed at improving the production flow, the harmonization of relations "people – the production system", improving product quality.

Ключевые слова: "бережливое производство", эффективность производства, производственная система "Тойота".

Key words: lean production, production efficiency, Toyota production system.

При высоких темпах роста промышленности наиболее эффективно массовое производство. Принято считать, что себестоимость продукции в массовом производстве всегда меньше, чем в серийном. Однако за счет уменьшения или исключения различных потерь, связанных с перепроизводством, излишними запасами, высоким уровнем дефектности продукции, несогласованностью производства и пр., можно достигнуть высокой эффективности и в серийном производстве, о чем свидетельствуют, в частности, достижения японских сборочных заводов [1].

В условиях медленного роста или спада промышленности особое значение приобретают методы совершенствования организации сборочного производства. В настоящее время предприятиям предлагается обширный перечень всевозможных подходов и методов, направленных на повышение эффективности производства. Это, прежде всего, философия "бережливого производства" – Lean production (Lean) [2] и производственной системы "Тойота" – Toyota Production System (TPS). В литературе описаны методы и инструменты, составляющие основу этих подходов: зонтик Кайдзен [3], структура производственной системы Тойота [1], элементы синхронизированного производства [4], механизмы TPS [5] и др.

Перед предприятиями, решившими использовать в своей деятельности новые методы, неизбежно возникнет вопрос, каким из них следует отдать предпочтение и в какой последовательности их применять. Очевидно, что приоритетными будут те методы, которые направлены на снижение издержек производства и увеличение прибыли.

Анализ затрат на производство и продажу продукции машиностроительных предприятий показывает, что основными являются затраты на сырье и материалы, на которые приходится более половины всех расходов (рис. 1). При этом уровень материальных запасов, включающих сырье и материалы, незавершенное производство и готовую продукцию, составляет достаточно большую часть оборотных средств и в 2–3 раза превышает объемы вместе взятых денежных средств и краткосрочных финансовых вложений (рис. 2).

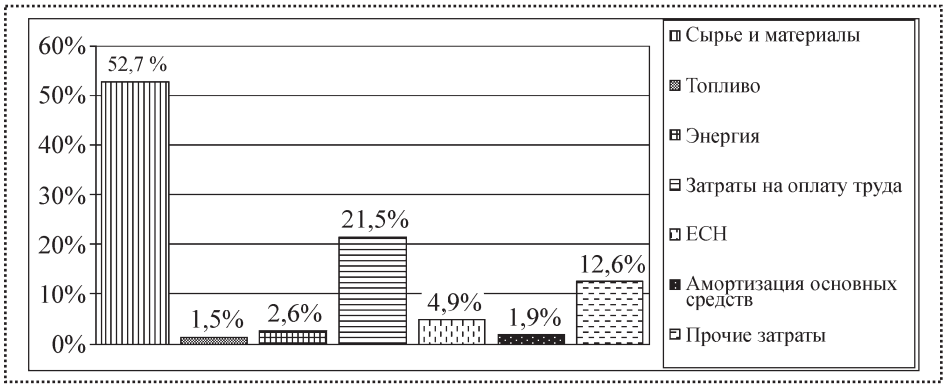

Рис. 1. Структура затрат на производство и продажу продукции в 2007 г. (по данным ФСГС РФ)

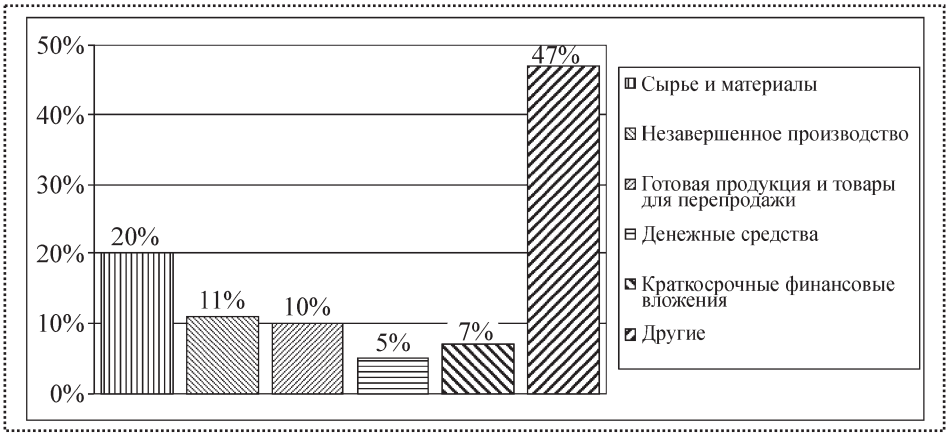

Рис. 2. Структура оборотных активов производственных предприятий в 2007 г. (по данным ФСГС РФ)

Конечно, без материальных запасов не обойтись, но необходимо понимать, что все это, по сути, замороженные оборотные средства. В конечном итоге расходы на приобретение и хранение этих запасов переносятся на себестоимость продукции. Поэтому важнейшим направлением повышения эффективности производства должна стать оптимизация запасов, т.е. их допустимое сокращение.

Другое из важнейших направлений повышения эффективности – повышение производительности предприятий. При этом необходимо рассматривать повышение производительности не отдельных операций механосборочного производства, а предприятия в целом. Сравнение затрат времени на обработку и общего времени производственного цикла [2, 5] показывает, что первое составляет лишь малую долю, остальное время расходуется на хранение, ожидание обработки, транспортировку, т.е. на непроизводительные действия. Поэтому, исключив или значительно сократив эти действия, можно существенно уменьшить длительность производственного цикла, а значит, и время поставки продукции потребителю. Помимо увеличения производительности это приведет и к сокращению времени оборачиваемости запасов.

Для снижения затрат и повышения производительности используют подходы TPS/Lean. Основная их идея заключается в планировании производства на основе планирования продаж. Наилучшим является производство, основанное на заказах, но оно может планироваться и на прогнозе продаж. При этом необходимо стремиться к тому, чтобы расхождение между спросом и производством было как можно меньше. Японский менеджмент относит перепроизводство к основному виду потерь [3].

Для реализации идеи производства в соответствии со спросом используется производство малыми партиями, а в идеале – организация потока единичных изделий, т.е. сокращение партии запуска до одного изделия и организация поточного технологического процесса в условиях серийного производства. С нашей точки зрения начинать реализацию подходов TPS/Lean необходимо не с решения отдельных локальных задач, а именно с изменения организации производства. К основным преимуществам производства малыми партиями относятся:

– гибкое регулирование объемов производства;

– исключение или существенное сокращение незавершенного производства;

– существенное сокращение запасов готовой продукции;

– существенное сокращение производственного цикла.

Дополнительное преимущество заключается в выявлении скрытых проблем – мест возникновения брака, узких мест, недостаточной квалификации работников, отклонений от стандартов, переделок, ошибок в учете и т.п.

Однако внедрение производства малыми партиями, а тем более потока единичных изделий требует значительных организационных изменений. Необходимые условия для внедрения производства малыми партиями:

– улучшение размещения оборудования;

– сокращение времени переналадки (использование методов быстрой переналадки оборудования SMED – Single Minute Exchange of Die);

– внедрение методов "предупреждающего" контроля (автономный контроль качества).

Улучшение размещения оборудования предусматривает создание производственных подразделений (участков) с подетальной и предметной специализацией (детально- и предметно-ориентированные участки), объединением рабочих в бригады. Преимущества такой организации в условиях серийного производства описаны в отечественной и зарубежной литературе [6–9]. Основой для нее являются унифицированные (групповые и типовые) технологические процессы. Причем автоматизация поточных групповых или типовых линий не обязательна. Также не обязательна (по крайней мере, на первом этапе) синхронизация операций по времени, т.е. установление единого времени такта для всех операций.

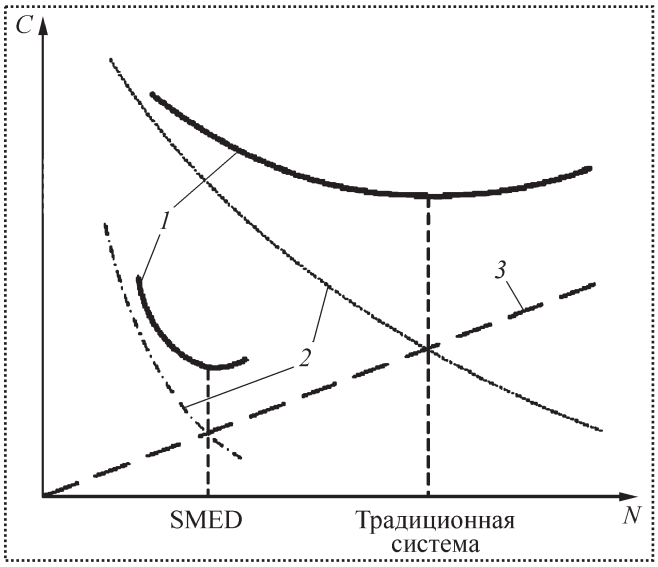

Рис. 3. Размер партии *N* и затраты *C*:
1 – общие; *2* – на переналадку; *3* – на хранение

Основные преимущества создания предметно- и детально-ориентированных участков:

– высокая производительность труда;

– короткий цикл изготовления;

– упрощение учета, планирования и управления производством;

– повышение ответственности линейных руководителей.

Сокращение времени переналадки. Размер партии запуска изделий в основном определяется затратами, связанными с хранением запасов продукции (они возрастают с увеличением размеров партии), и затратами на переналадку оборудования (возрастают с уменьшением размеров партии). Поэтому одна из основных задач при производстве малыми партиями – сокращение времени переналадки оборудования. Для этого можно использовать методы SMED, которые позволяют существенно уменьшить и время переналадки, и эффективный размер партии (рис. 3).

Автономный контроль качества. При сокращении объема производства до уровня спроса каждое несоответствующее изделие приведет к тому, что спрос не будет удовлетворен. Поэтому необходимо либо планировать выпуск с учетом уровня несоответствий, что приведет к перепроизводству и созданию излишних запасов, либо внедрять методы, обеспечивающие своевременное обнаружение несоответствий и их предотвращение или устранение.

Для этих целей служат методы "предупреждающего" контроля или автономного контроля качества [5], в том числе на рабочем месте: самоконтроль и "последующий" контроль (контроль на последующих рабочих местах).

Ключевые факторы при внедрении перечисленных методов следующие.

Изменение системы оплаты труда. При существующих на большинстве предприятий системах оплаты труда внедрить эти методы невоз-

можно. Необходимо создание системы, предусматривающей:

– наличие постоянной части заработной платы, не зависящей от объема выработки (на практике очень часто возникают ситуации, при которых предприятия выпускают продукцию, не обеспеченную спросом, только для того, чтобы загрузить работников);

– отсутствие наказания за брак (в противном случае автономный контроль качества невозможен);

– возможность вознаграждения за результаты работы подразделения (участка/ ячейки).

Совершенствование оперативно-производственного планирования. Внедрение производства малыми партиями и потока единичных изделий, предметной и подетальной специализации потребует пересмотра методов оперативно-производственного планирования, так как традиционные методы, ориентированные на постоянную производственную программу, вступают в противоречие с идеологией TPS/Lean. Не является необходимым, но целесообразно внедрение таких методов, как "выравнивание" и "сглаживание" производства, внедрение канбанов*, которые по сути являются простейшей и дешевой информационной системой.

Перечисленные методы являются, на наш взгляд, наиболее приоритетными. При их внедрении предприятие может в обозримые сроки существенно повысить экономическую эффективность за счет сокращения материальных затрат, периода оборачиваемости материальных запасов и повышения производительности. Эти методы, направленные на изменение системы организации производства, существенно меняют приоритеты и принципы управления. Их можно назвать "системными".

Параллельно можно и нужно внедрять и другие, "фоновые" методы TPS/Lean. Условно их можно разделить на следующие группы:

• методы, направленные на совершенствование производственного потока (выравнивание, сглаживание, канбан, синхронизация операций, многостаночное обслуживание, унификация мест хранения и др.);

• методы, направленные на гармонизацию отношений "человек – производственная система" (5S, Poka-Yoke, автономизация, визуализация, стандартизированная работа и др.).

Кроме того, необходимо выделить методы, способствующие повышению качества продукции (SPC, семь простых инструментов качества, кружки качества и др.), хотя они и не являются исключительно методами TPS/Lean и широко применяются вне этого подхода.

Приоритет при внедрении, на наш взгляд, необходимо отдавать "системным" методам, которые определяют результаты работы организации, в том числе и финансовые. Это не означает, что сначала необходимо внедрять только их. В некоторых организациях необходимо начинать с элементарного наведения порядка.

Методы 5S, визуализация, Poka-Yoke и другие, безусловно, важны и полезны, позволяют упорядочить деятельность в цехах и офисах. Однако их внедрение не приведет к такому существенному повышению конкурентоспособности организации, улучшению операционных показателей деятельности, финансовых результатов, какие могут обеспечить "системные" методы.

Результаты от внедрения "фоновых" и "системных" методов несоизмеримы. Существенного улучшения деятельности предприятия можно достичь только внедрением "системных" методов.

* Канбан – сопроводительная карточка, обеспечивающая оперативное регулирование количества производственной продукции. Это инструмент управления производством по системе "точно вовремя".

Библиографический список

1. **Монден Я.** "Тойота": методы эффективного управления. – М.: Экономика, 1989. 288 с.
2. **Вумек Джеймс П., Джонс Даниел Т.** Бережливое производство. Как избавиться от потерь и добиться процветания вашей компании. – М.: Альпина Бизнес Букс, 2004. 473 с.
3. **Имаи Масааки.** Кайдзен: Ключ к успеху японских компаний. – М.: Альпина Бизнес Букс, 2005. 274 с.
4. **Хитоси Такеда.** Синхронизированное производство. – М.: ИКСИ, 2008. 287 с.
5. **Сигео Синго.** Изучение производственной системы Тойоты с точки зрения организации производства. – М.: ИКСИ, 2006. 312 с.
6. **Митрофанов С.П.** Научная организация машиностроительного производства. – М.: Машиностроение, 1976. 712 с.
7. **Базров Б.М.** Основы технологии машиностроения. – М.: Машиностроение, 2007. 736 с.
8. **Ричард Б. Чейз, Николас Дж. Эквилайн, Роберт Ф. Якобс**. Производственный и операционный менеджмент. 8-е издание. – М.: Издательский дом "Вильямс", 2004. 704 с.
9. **Слак Н., Чамберс С., Джонсон Р.** Организация, планирование и проектирование производства. Операционный менеджмент. – М.: Инфра-М, 2009. 213 с.

УДК 621.791.3

В.Н. Штенников, *канд. техн. наук*
(ФГУП "Уральский электромеханический завод", г. Екатеринбург)
E-mail: shtennikov@uemz.ru

Предложения по уточнению редакции перевода и содержания Международного стандарта IEC (МЭК) 61192-1 "Процесс пайки"

Производство современной отечественной электроники предполагает наличие соответствующих стандартов. В связи с отсутствием современной отечественной нормативной базы по пайке электронных компонентов наибольшее распространение получили международные стандарты IPC и IEC [1].

В статье приведены предложения по уточнению международного стандарта IEC (МЭК) 61192-1 "Процесс пайки".

Manufacture of modern electronics demand presence of corresponding standards. In connection with absence of modern domestic standard base under a ration of electronic components the greatest distribution was received by the international standards IPC and IEC [1]. The author of article states offers on specification of international standard IEC 61192-1 "soldering Process".

Ключевые слова: стандарт, электронный прибор, качество, пайка.

Key words: the standard, the electronic device, quality, the soldering.

На российском рынке наиболее известными нормативными документами в области конструирования и производства печатных плат и электронных сборок являются стандарты IPC – Association Connecting Electronics Industries. Вторую позицию уверенно занимают международные стандарты IEC – International Electrotechnical Commission.

В работе [2] приведен перевод международного стандарта IEC (МЭК) 61192-1 "Процесс пайки". Данная статья содержит предложения по уточнению упомянутого международного стандарта.

В статье [2] неоднократно используется словосочетание "тепловая масса". Правильнее писать "теплоемкость". Понятно, что данное замечание относится к переводу, а не к стандарту.

На странице 51 в 20-й строке сверху первого столбца вместо "плавка" следует записать "пайка", а словосочетание "кондуктивный теплоообмен" в 24-й строке того же столбца заменить "конвекцией", что также является следствием неточного перевода.

Кроме того, необходимо словосочетание "латентную теплоту" в первой строке второго столбца 51-й страницы заметить на "скрытую теплоту парообразования".

На странице 52, первый столбец, строки 34–35, дважды повторяются слова или словосочетания: "предварительное", "или другая". В 37-й строчке вместо "перед тем как" должно быть "после того как".

В разделе "Управление технологическим процессом" (стр. 52, третий столбец) термин "спецификация" необходимо поменять на "требования".

В разделе "Машинные регулировки" (стр. 52, третий столбец) вместо "Сборочный завод" лучше, по нашему мнению, написать: "предприятие–изготовитель печатных узлов".

Предложения по уточнению положений международного стандарта IEC (МЭК) 61192-1 "Процесс пайки".

В разделе "Пайка оплавлением" нельзя согласиться с тем, что для перечисленных методов пайки (инфракрасная, конвекционная, лазерная, в паровой фазе, электродами, струей

газа) определяющими характеристиками являются "оплавление", отсутствие "физического контакта между источником тепла и сборкой".

Действительно, во-первых, оплавление происходит как при перечисленных в разделе методах пайки: контактной, конвекционной, лазерной, инфракрасной, парофазной, параллельными электродами и т.д., так и при пайке погружением, волной припоя, контактной пайке паяльником или автоматом.

Во-вторых, физического контакта с нагревателем при пайке паяльником, погружением или волной припоя действительно нет, но физический контакт с теплоносителем имеется.

Представляется более целесообразным объединение методов пайки по видам нагрева паяных соединений: контактная пайка, включая пайку волной припоя, погружением в ванну с припоем, селективную пайку струей припоя; инфракрасная пайка, включая лазерную; конвекционная пайка, включая пайку струей газа, пайку в паровой фазе.

В-третьих, в стандарте не упомянута пайка нагретым газом, предполагающая размещение печатного узла в конвекционную печь с одной зоной разогрева и без вынужденной конвекции (с выключенным вентилятором в этой зоне), в которой используется свободная конвекция [3].

В части температурного профиля пайки вместо фразы "температурно-временной профиль, позволяющий осуществлять пайку каждого компонента на плате в диапазоне максимальных пределов температурно-временного воздействия" лучше записать: "температурный профиль, обеспечивающий необходимое качество пайки, с одной стороны, и отсутствие перегрева термочувствительных компонентов, – с другой".

В части различного нагрева мелких и крупных компонентов при конвекционной пайке следует учитывать [4], что перепад температуры зависит не только от теплоемкости компонентов, но и от обдуваемой площади их поверхности, теплоемкости печатной платы и метода креплений компонентов к ней. При проверке воспроизводимости температурного профиля на "горячих" и "холодных" участках печатного узла применение печатной платы без компонентов некорректно. Расхождения будут тем больше, чем меньше время нагрева, больше скорость обдува газом, а температура печатного узла далека от температуры нагретого газа.

Необходимо отметить, что при дополнительном использовании инфракрасного излучения опасность перегрева "черных" мелких компонентов, а также цена оборудования существенно возрастают. С другой стороны, скорость нагрева компонентов может быть существенно повышена.

По пайке в паровой фазе необходимо отметить следующее. Метод отличается примерно на порядок бóльшим коэффициентом теплоотдачи, чем при конвекционной пайке, что в большинстве случаев не обеспечивает требуемый постепенный нагрев.

По-нашему мнению, вместо предварительного инфракрасного нагрева необходимо использовать конвекционный нагрев. Еще более эффективным может оказаться метод нагрева в паре неконденсирующихся газов (воздух, азот), существенно уменьшающих коэффициент теплоотдачи. Так, при массовом содержании воздуха в водяном паре в количестве 0,5 % коэффициент теплоотдачи снижается в 2 раза [5].

По поводу лазерной пайки следует отметить, что кроме импульсного может быть использован и лазер непрерывного излучения. Поэтому в 7-й строке снизу второго столбца стр. 51 лучше записать не "Импульсный лазерный луч используется для сканирования последовательных выходных контактов или выводов на одном компоненте для подачи одинаковой энергии на бугорки припоя с целью их одновременного расплавления", а "Лазерный луч используется для последовательной пайки выводов компонентов; при этом возможна регулировка мощности излучения в процессе пайки в зависимости от величины нагрева".

Оценка "теплопроводности между выводом и платой" по результатам охлаждения паяных соединений эффективна только в случае занесения результатов в память установки и введения соответствующей корректировки при повторной пайке одноименных плат. Кроме того, более корректно вместо терминов "теплопроводность" и "теплоемкость" контактных площадок говорить об их теплопоглощении, так как упомянутый параметр зависит от времени пайки: чем время пайки больше, тем больше теплопоглощение контактных площадок из-за прогрева все более удаленных участков [6].

С учетом попыток минимизировать время лазерной пайки уместно ввести предупреждение о том, что уменьшение времени пайки (в первую очередь это касается лазерной и контактной пайки), приводит к увеличению перепада температуры по глубине паяного соединения [7].

По мнению автора, пайка электродами не дает каких-либо преимуществ по отношению к другим видам пайки, поскольку исключает групповые методы, предполагает введение операции внесения припоя, а также использование не смоченных припоем контактов, что предопределяет нестабильность характеристик как по электрическим параметрам, так и по теплопередаче [8].

В разделе "Пайка многоструйным газовым оплавлением" записано: "Установку следует проектировать с учетом минимизации тепла, подаваемого на корпус компонента во время пайки". Упомянутый абзац необходимо исключить, так как он не содержит требований по выполнению каких-либо действий, а формулирует только желание, причем излишне конкретизированное.

Указание о том, что "температурно-временную последовательность" следует программировать, необходимо изложить, например, в следующей редакции: "Температурный профиль пайки следует отрабатывать в соответствии с рекомендациями производителя паяльной пасты и требованиями производителей компонентов, рекомендациями настоящего стандарта".

Контроль за образованием "уровня прироста интерметаллидов" на паяных соединениях соседних компонентов из-за опасности попадания на них струи газа излишен, так как опасность их образования в значительно большей степени возникает на монтируемых компонентах. Кроме того, опасность перегрева монтируемых компонентов, по нашим данным, также возникает гораздо раньше, чем образование слоя интерметаллида, оказывающего существенное влияние на качество паяных соединений. И, наконец, непонятно, как контролировать рост интерметаллидов во время пайки.

Замечание о "температурно-временном цикле" необходимо распространить на все другие методы пайки.

В разделе "Нанесение флюса при пайке погружением" необходимо вместо словосочетания "тепловая масса" записать "теплоемкость", что, в свою очередь, в первом приближении, с учетом необходимости учета и площади поверхности, можно заменить на "размеры". Рекомендации по учету "черноты" компонентов, во-первых, необходимо применять только в случае инфракрасного нагрева, а во-вторых, следует учитывать, что черный цвет в видимом спектре не обязательно соответствует поверхности с максимальным поглощением инфракрасного излучения.

В разделе "Содержимое ванны с припоем" вместо "..., риск загрязнения припоя выше ..." необходимо записать: "..., припой меняет свой состав за счет растворения контактирующих с ним покрытий печатных плат и компонентов оборудования".

В разделе "Паяльники" необходимо исключить фразу: "Во избежание повреждения компонентов паяльники следует выбирать в соответствии с размерами и тепловой массой паяемых выходных контактов" по ряду причин.

Во-первых, снижение температуры паяющего конца длинного паяльного стержня постоянного диаметра при контакте с проводом

пропорционально температуре пайки, отношению площадей поперечного сечения провода и стержня, отношению коэффициентов теплоусвоения материала провода и стержня [9]. В частности, медный паяльный стержень постоянного диаметра можно считать длинным, если его длина больше 2,5 см при времени пайки менее 2,5 с.

Во-вторых, температура пайки при выполнении одного паяного соединения не зависит от наличия терморегулятора, мощности, теплоемкости и тепловых условий контакта паяльного стержня с корпусом паяльника, если паяльный стержень достаточно длинный (см. выше). Температура паяющего конца короткого паяльного стержня, имеющего термостабилизированный непаяющий конец (терморегулятор), во время контакта с типичным паяным соединением (проводом) растет в течение всего времени пайки. Увеличение температуры пайки тем больше, чем короче паяльный стержень и больше коэффициент температуропроводности его материала [10].

Ограничения по максимальному диаметру паяльного стержня, мощности паяльного инструмента в разделах "Паяльники для поверхностного монтажа", "Паяльники для компонентов шрыревого монтажа" не обоснованы. Соответствующие пояснения и рекомендации содержатся в работах [11, 12]. Значения температуры холостого хода для пайки компонентов в отверстия печатных плат с учетом рекомендуемого диаметра паяльного стержня 6,5 мм существенно завышены как с позиции оптимального температурно-временного режима [12], так и с точки зрения гарантированного исключения образования интерметаллида типа Cu6Sn5 толщиной более 0,5 мкм [13].

Совершенно не обоснованным выглядит положение о запрещении использования универсального паяльного инструмента для монтажа в отверстия печатных плат или поверхностного монтажа, что подтверждается рекомендациями всех известных фирм–производителей паяльных станций, предписывающих применение как стандартных паяльных стержней, так и паяльного стержня типа "мини-волна" для пайки планарных выводов электронных компонентов. По этой же причине нельзя согласиться с недопустимостью применения паяльников для компонентов, устанавливаемых на паяльную пасту.

Рекомендации стандарта в разделе "Пайка безвыводных керамических конденсаторов ..." по пайке паяльником противоречат требованию предыдущих разделов стандарта о недопустимости использования паяльников, предназначенных для традиционного монтажа компонентов в отверстия печатных плат. Рекомендуемые приемы работы не воспроизводимы, трудно осуществимы и неконтролируемы. По нашему мнению, для снижения риска повреждения безвыводных компонентов их необходимо монтировать методами конвекционной или парофазной пайки или методом контактной пайки, осуществляя их предварительный нагрев, или струей горячего газа. В силу сложности обеспечения и контроля температуры пайки из-за меняющегося расстояния до компонента и скорости обдува газом последний метод больше подходит для демонтажа, меньше – для монтажа компонентов.

В разделе "Нанесение припоя" фразу "температура паяльника не должна превышать заданную рабочую температуру используемого припоя" необходимо исключить как необоснованную.

В раздел "Теплоотводы" можно ввести следующие рекомендации по повышению эффективности теплоотвода [14]:

– увеличивать расстояние между паяным соединением и корпусом компонента;

– сокращать время пайки за счет предварительного лужения при типовых режимах, таким образом обеспечив образование требуемого диффузионного слоя и, следовательно, прочность паяного соединения;

– обеспечивать максимальную площадь фактического контакта теплоотвода с выводом компонента, например, путем введения жидкого или мягкого металла, флюса;

– использовать теплоотвод с максимальной площадью поперечного сечения "губок";

– максимально приближать теплоотвод к корпусу компонента; размещение теплоотвода около паяного соединения приведет к необходимости увеличения температуры паяльного стержня между пайками и (или) его диаметра для сохранения температуры пайки и, таким образом, снизит эффективность теплоотвода.

Библиографический список

1. **Медведев А.** Болезни отечественной стандартизации в электронике // Технологии в электронной промышленности. – 2009. № 3. С. 4–6.

2. **Круглова Л.** Стандарт IPC (МЭК) 61192-1 «Процесс пайки» // Технологии в электронной промышленности. – 2009. № 1. С. 50–55.

3. **Исаченко В.П., Осипова В.А., Сухомел А.С.** Теплопередача. Изд. 2-е. – М.: Энергия, 1969. 440 с.

4. **Штенников В.Н.** Рекомендации по обеспечению требуемых режимов конвекционной пайки // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2009. № 4. С. 23–24.

5. **Жуковский В.С.** Основы теории теплопередачи. – Л.: Энергия, 1969. 224 с.

6. **Штенников В.Н.** Зависимость снижения температуры паяющего конца стержня паяльника во время пайки от его диаметра, материала и температуры холостого хода // Организация производства и прогрессивная технология в приборостроении. – 1981. № 3. С. 16.

7. **Штенников В.Н.** Некоторые аспекты лазерной пайки электронных приборов // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2009. № 5. С. 36–38.

8. **Шлыков Ю.П., Ганин Е.А.** Контактный теплообмен. – М–Л.: Госэнергоиздат, 1963. 144 с.

9. **Штенников В.Н.** Связь конструктивных и теплофизических параметров паяльника // Организация производства и прогрессивная технология в приборостроении. – 1981. № 2. С. 23.

10. **Штенников В.Н.** Оценка перспективности печатных плат // Приборы. – 2008. № 9. С. 43–45.

11. **Штенников В.Н.** Паяльные стержни в рекомендациях международных стандартов IPC // Приборы. – 2009. № 7. С. 41–43.

12. **Штенников В.Н.** Основные параметры монтажа электронных приборов // Приборы. – 2009. № 2. С. 55–57.

13. **Лашко Н.Ф., Лашко С.В.** Контактные металлургические процессы при пайке. – М.: Металлургия, 1977. 192 с.

14. **Штенников В.Н**. Опыт ФГУП УЭМЗ по пайке электронных приборов в контексте международных стандартов IPC // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2008. № 8. С. 43–46.

АРПЕНТЬЕВ БОРИС МИХАЙЛОВИЧ

(1938–2010 гг.)

С глубоким прискорбием сообщаем, что ушел из жизни Б.М. Арпентьев, член редакционного совета нашего журнала, доктор технических наук, ведущий специалист в области тепловой сборки.

Редакционный совет и редакция журнала "Сборка в машиностроении, приборостроении" выражают искреннее соболезнование его родным и близким.

УДК. 621.901.621.9

В.И. Гузеев, *д-р техн. наук,* **П.В. Шаламов,** *ассистент каф. "Технология машиностроения" (Южно-Уральский гос. университет, г. Челябинск),*
С.Е. Радийчук *(ООО Евростандарт, г. Челябинск)*
E-mail: traktor1977@mail.ru

Определение параметров отбортовки и длины свинчивания при изготовлении отверстий вращающимся пуансоном в тонколистовом металле

Рассмотрено влияние формы и геометрических размеров отбортовки, изготовленной вращающимся пуансоном в тонколистовом металле, на длину свинчивания и прочность резьбового соединения на срез.

Influence of the form and the geometrical sizes of the rings, made by the rotating tool, in thin metal for height of a carving and durability of carving connection is considered.

Ключевые слова: форма, геометрические размеры, отбортовка, длина свинчивания.

Key words: carving, rotating tool, geometrical sizes.

Известен способ изготовления отбортовки в листовом металле вращающимся пуансоном для нарезания резьбы [1–6]. Отбортовка применяется для получения резьбовых соединений в различных узлах и механизмах. Один из параметров, обеспечивающих прочность резьбового соединения на срез, – длина свинчивания. В настоящее время в литературе практически отсутствуют сведения об определении этого параметра в отбортовке, изготовленной вращающимся пуансоном в листовом металле.

В данной статье представлены экспериментально-теоретические исследования связи формы и геометрических размеров отбортовки, изготовленной вращающимся пуансоном в тонколистовом металле, с длиной свинчивания. Исследования выполняли на вертикально-сверлильном станке с применением пуансона, перемещающегося под заданной нагрузкой.

Пуансон изготовлен из твердого сплава ВК6 диаметром 5 мм с углом заточки заходной части 20°, образцы для получения отбортовки – из стали 0,8 кп толщиной 2 мм. Осевое усилие измеряли с применением динамометра и индикатора мод. И-405, температуру – хромель-алюмелевой термопарой. Показания всех приборов фиксировали одновременно цифровой фотокамерой с частотой 10 кадров в секунду с последующим построением графиков на компьютере.

На рис. 1 представлены стадии образования отбортовки в тонколистовом металле в процессе пластического деформирования заготовки вращающимся пуансоном. По характеру изменения осевой силы весь цикл образования отверстия с отбортовкой можно условно разделить на четыре стадии.

На первой стадии (I) происходит нагрев заготовки за счет трения вращающимся пуансоном, внедрение его в заготовку, пластическое течение металла в верхнюю и нижнюю части заготовки с образованием верхнего и нижнего колец отбортовки. При этом осевая сила не изменяется.

На второй стадии (II) происходит колебание осевой силы, что может быть связано с разрушением нижней поверхности заготовки.

На третьей стадии (III) по мере внедрения пуансона в заготовку осевое усилие несколько снижается. Продолжается формирование верхнего и нижнего колец отбортовки.

На четвертой стадии (IV), когда в отверстие отбортовки внедряется цилиндрическая часть

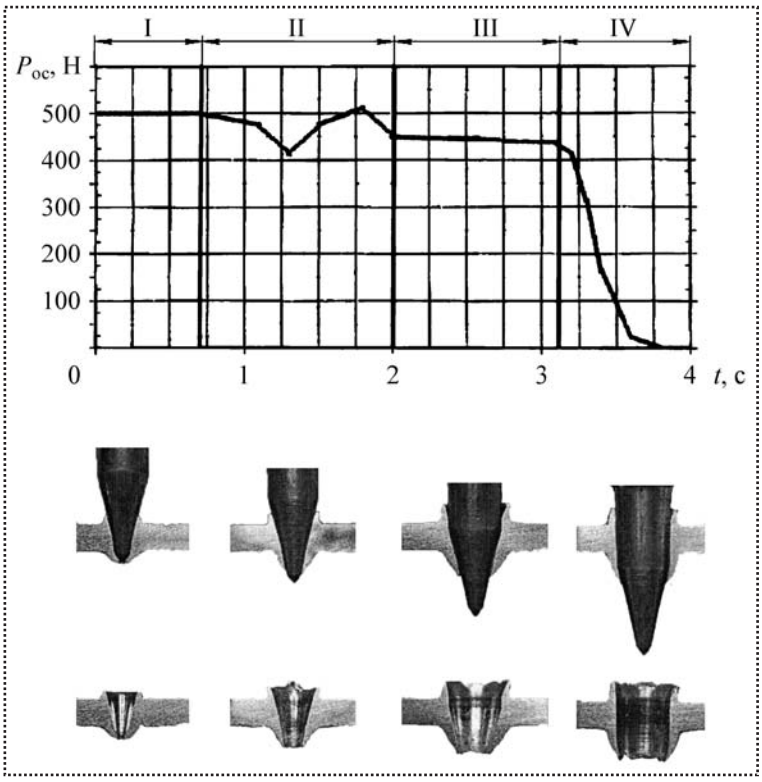

Рис. 1. Зависимость осевого усилия $P_{ос}$ от времени протекания процесса на стадиях образования отверстия с отбортовкой, изготовленной вращающимся пуансоном в тонколистовом металле

пуансона, площадь контакта поверхности конуса пуансона с поверхностью отверстия уменьшается, сопротивление перемещению пуансона снижается, осевая сила уменьшается. В момент выхода конуса пуансона из отверстия осевая сила снижается до нуля. Общее время образования отверстия с отбортовкой составляет 3,8 с.

Геометрические параметры отбортовки представлены на рис. 2.

Основные параметры операции и размеры отбортовки:

Осевая сила, Н 500
Частота вращения пуансона, об/мин 2000
Время операции, с 3,8
Размеры отбортовки, мм:
высота нижнего/верхнего кольца 2,5/1,3
толщина стенок основания 1,0

При анализе рис. 1 и 2 было сделано предположение о том, что форма нижнего и верхнего колец отбортовки представляют собой усеченные параболоиды с отверстиями, а наружные линии сечения стенок колец ограничены параболой. Такая форма колец образуется в процессе пластического деформирования металла в нагретом состоянии. В работе [7] установлено, что вследствие трения двух металлических поверхностей возникает подслойное течение металла в более мягком слое. Поэтому форма наружных стенок может быть связана с различной скоростью течения отдельных слоев металла из-за различия их механических свойств при нагреве. Для подтверждения этого предположения было проведено экспериментальное определение температуры по толщине оснований верхнего и нижнего колец отбортовки в точках *1*, *2* и *1′*, *2′* (см. рис. 2) в конечной стадии образования отбортовки. Результаты измерений температуры приведены в табл. 1.

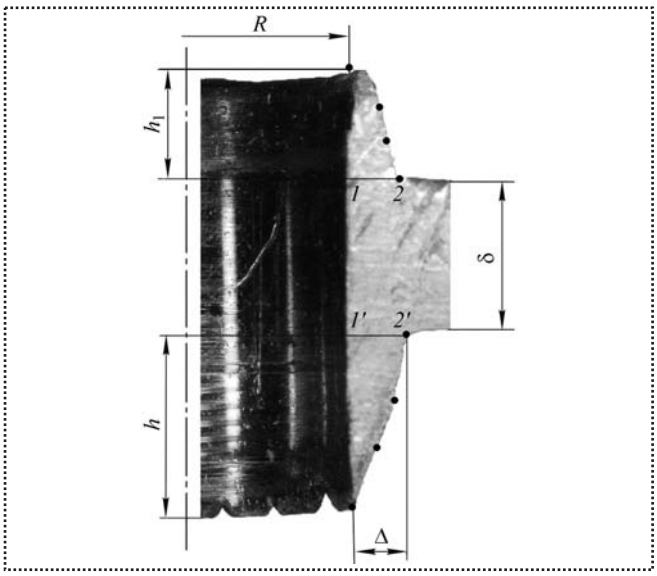

Рис. 2. Геометрические параметры отбортовки:
δ – толщина заготовки, мм;
R – радиус отверстия, мм;
h – высота нижнего кольца отбортовки, мм;
h_1 – высота верхнего кольца отбортовки, мм;
Δ – толщина оснований верхнего и нижнего колец отбортовки, мм;
1, *2*, *1′*, *2′* – точки измерения температуры;
• • • – расчетные точки координат параболы

Таблица 1

Экспериментальные значения температуры на верхнем и нижнем основаниях колец отбортовки

Основание кольца	Температура, °С	
Верхнее	577 (точка *1*)	406 (точка *2*)
Нижнее	570 (точка *1'*)	430 (точка *2'*)

Как видно, температура по толщине оснований верхнего и нижнего колец отбортовки уменьшается. Известно [8], что для стали 08кп предел прочности и предел текучести при уменьшении температуры металла в пределах табл. 1 увеличиваются соответственно со 150 до 300 и с 70 до 90 Н/м^2. Это подтверждает предположение о том, что форма наружных поверхностей верхнего и нижнего колец (см. рис. 2) отбортовки в виде параболы образуется в результате различной скорости течения отдельных слоев металла (подслойное пластическое течение) из-за изменения его механических характеристик в зависимости от температуры.

Определим поверхности кривых верхнего и нижнего колец отбортовки, подставив в уравнение параболы

$$y = ax^2 \qquad (1)$$

экспериментальные значения $y = h$; $x = \Delta$ (см. рис. 2). Тогда $a = h/\Delta^2$ ($a = 2{,}5$ и 1,3 соответственно для верхнего и нижнего колец отбортовки). Установлено, что экспериментальная и расчетная формы парабол совпадают. Это подтверждает вывод о том, что форма колец отбортовки представляет собой усеченные параболоиды.

Зная форму наружных поверхностей колец отбортовки, рассмотрим связь между исходными параметрами изготовления отбортовки вращающимся пуансоном и ее геометрическими размерами. Из рис. 1 и 2 следует, что объем нижнего кольца отбортовки

$$V_{\text{н.к}} = bV_{\text{д}}, \qquad (2)$$

где b – доля деформируемого металла заготовки, участвующего в образовании нижнего кольца;

$V_{\text{д}}$ – объем деформируемого металла заготовки:

$$V_{\text{д}} = \pi R^2 \delta. \qquad (3)$$

Объем нижнего кольца отбортовки

$$V_{\text{н.к}} = V_{\text{н.п}} - V_{\text{онп}}, \qquad (4)$$

где $V_{\text{н.п}}$ – объем нижнего усеченного параболоида отбортовки;

$V_{\text{онп}}$ – объем отверстия в нижнем усеченном параболоиде отбортовки.

Объем нижнего параболоида отбортовки определим по формуле [9]

$$V_{\text{н.п}} = \frac{\pi}{2} h (R+\Delta)^2 + R^2, \qquad (5)$$

а объем отверстия в нижнем усеченном параболоиде

$$V_{\text{онп}} = \pi R^2 h. \qquad (6)$$

Подставив уравнения (3)–(6) в (2), получим

$$\frac{\pi}{2} h[(R+\Delta)^2 + R^2] - 2\pi R h = b\pi R^2 \delta, \qquad (7)$$

откуда найдем высоту нижнего кольца отбортовки:

$$h = \frac{2bR^2\delta}{(2R+\Delta)\Delta}. \qquad (8)$$

Высота верхнего кольца отбортовки с учетом уравнения (8)

$$h_1 = \frac{2(1-b)R^2\delta}{(2R+\Delta)\Delta}. \qquad (9)$$

Из уравнений (5), (8) и (9) следует, что геометрические размеры колец (усеченных параболоидов отбортовки) зависят не только от количества деформируемого металла, определяемого диаметром отверстия и толщиной заготовки, но также от доли участия деформируемого металла в образовании колец. Например,

при вышеприведенных геометрических размерах отбортовки доля участия деформируемого металла в образовании нижнего кольца, определенная по формуле (8), составляет 65 %. Экспериментально установлено, что с уменьшением толщины заготовки коэффициент b увеличивается, а это приводит к снижению доли участия деформируемого металла в образовании верхнего кольца и к возрастанию размеров нижнего кольца отбортовки.

Полученные данные о форме и геометрических размерах отбортовки позволяют определить длину свинчивания $L_{св}$. В отбортовке, полученной вращающимся пуансоном, необходимо учитывать форму наружных поверхностей колец в виде параболы. При данных геометрических размерах колец $L_{св}$ определяется эффективной высотой колец $h_{эф.}$, зависящей от высоты резьбы (шага), и толщиной заготовки.

На рис. 3 приведена схема расчета эффективной высоты нижнего кольца отбортовки.

Запишем уравнение прямой, проходящей по наружному диаметру резьбового отверстия:

$$x = H_р = 0{,}866P, \qquad (10)$$

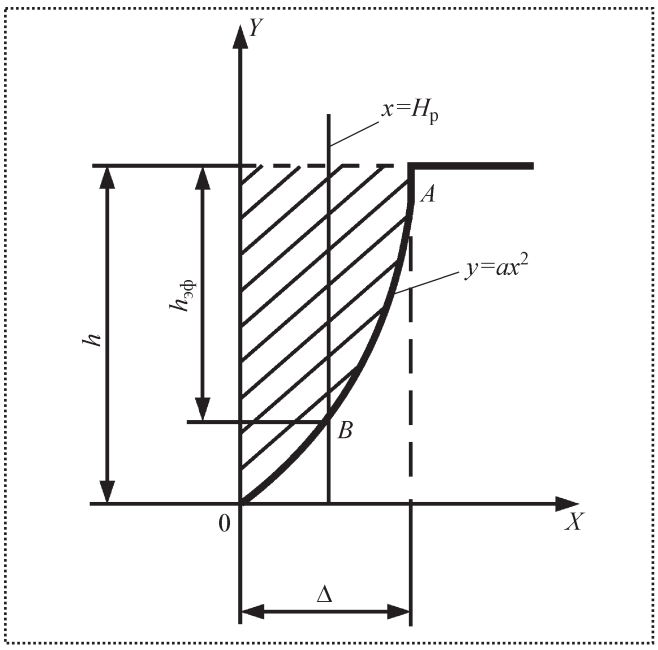

Рис. 3. Схема расчета эффективной высоты нижнего кольца отбортовки

где $H_р$ – высота метрической резьбы; P – шаг резьбы [10].

Координату y точки B (см. рис. 3) с учетом (1), (10) можно записать в виде

$$y_B = \frac{h}{\Delta^2} H_p^2, \qquad (11)$$

а эффективную высоту нижнего кольца отбортовки с учетом уравнения (11) и рис. 3 в виде

$$h_{эф} = h - B = h - \frac{h}{\Delta^2} H_р^2. \qquad (12)$$

После преобразования (12) с учетом уравнения (10) получим

$$h_{эф} = h\left[1 - \frac{(0{,}866P)^2}{\Delta^2}\right]. \qquad (13)$$

Тогда длина свинчивания $L_{св}$ с учетом толщины детали и эффективной высоты нижнего кольца отбортовки

$$L_{св} = h\left[1 - \frac{(0{,}866P)^2}{\Delta^2}\right] + \delta. \qquad (14)$$

Зная длину свинчивания, можно найти силу, определяющую срез витков резьбы в отбортовке, по уравнению [11]:

$$F_{ср} = \pi d L_{св.} K_г K_m \tau_{вг}, \qquad (15)$$

где $K_г$ – коэффициент полноты резьбы;

K_m – коэффициент, учитывающий неравномерность деформирования;

$\tau_{вг}$ – предел прочности материала гайки (отбортовки) на срез.

Результаты расчета длины свинчивания с учетом толщины заготовки, эффективной высоты нижнего кольца, силы среза витков по уравнениям (14) и (15), а также экспериментальные значения силы среза приведены в табл. 2. Для устранения прогиба в процессе испытаний заготовку устанавливали в специальное приспособление. Внешний вид резьбового соединения показан на рис. 4.

Таблица 2

Расчетные и экспериментальные значения силы среза витков резьбы

Тип отверстия	L, мм	$F_{ср}$, Н	
		расчетная	экспериментальная
Без отбортовки	2,0	3040	2800
С отбортовкой	4,05	6080	5200

Примечания: $P_{ос}$ = 500 Н; δ = 2 мм; h = 2,5 мм; Δ = = 1,0 мм. Резьба М6×0,5. $K_г$ = 0,87 [11]; K_m = 0,55 [11]; $\sigma_{в.г}$ = = 318 МПа [8]; $\tau_{в.г}$ = 200 МПа [8].

Рис. 4. Внешний вид резьбового соединения

Из табл. 2 следует, что отбортовка для нарезания резьбы, изготовленная с применением вращающегося пуансона в листовом металле толщиной 2 мм, позволяет увеличить длину свинчивания и силу среза витков резьбы в 2 раза. Если по конструктивным требованиям верхнее кольцо отбортовки не удаляется, тогда для увеличения длины свинчивания в уравнение (14) добавляется эффективная высота верхнего кольца, рассчитываемая по уравнению (13) (см. рис. 2).

Таким образом, длина свинчивания в отбортовке, изготовленной вращающимся пуансоном в тонколистовом металле, зависит от толщины заготовки, эффективной высоты, определяемой формой и геометрическими размерами колец усеченных параболоидов, и шага резьбы. С уменьшением толщины заготовки объем деформированного металла, участвующего в образовании нижнего кольца, увеличивается.

Библиографический список

1. **Отбортовка** патрубков на трубах, корпусах и листовых заготовках / Технология, организация производства и управления. Обзор. – М.: ЦНИИТМаш, 1980. 32 с.

2. **Fliesslochformen** – ein Verfahren zur Spanlosen Erreugung von Lochern in metallischen Werkstoffen. – Aluminium (BRD). 1979. 55, № 3. 234 с.

3. **FormDrill** [Электронный ресурс] / Unimex–FormDrill, 2006. 8 с.

4. **Хоменко В.В.** Формообразование узлов крепления в тонкостенных деталях методом пластического сверления [Электронный ресурс]. Дис.... канд. техн. наук: 05.03.01. М.: РГБ, 2005. 128 с.

5. **Прагер А.И.** Получение отбортованных отверстий в листовых деталях // Кузнечно-штамповочное производство, 1989. № 11. С. 28–39.

6. **Золотов О.В.** Совершенствование технологии обработки тонкостенных деталей методом пластического сверления [Электронный ресурс]. Дис.... канд. техн. наук: 05.03.01. М.: РГБ, 2007. 162 с.

7. **Тошен Э., Янг Ч., Кобояши Ш.** Механика пластических деформаций при обработке металлов / Пер. с англ. под ред. Е.П. Унксова. – М.: Машиностроение, 1969. 509 с.

8. **Справочник** по машиностроительным материалам. Т. 1. Сталь / Под ред. Г.И. Непогодина-Алексеева. – М.: Машгиз, 1959. 908 с.

9. **Фаворин М.В.** Моменты инерции тел. Справочник. Под ред. М.П. Гернета. Изд. 2-е. – М.: Машиностроение, 1977. 456 с.

10. **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя: Т. 1. Изд. 8 / Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. 920 с.

11. **Иосилевич Г.Б.** Детали машин. Учебник для студентов машиностроительных вузов. – М.: Машиностроение, 1989. 368 с.

УДК 621.865

Ю.З. Житников, *д-р техн. наук, профессор ("КГТА им. В.А. Дегтярева", г. Ковров),*
Б.Ю. Житников, *д-р техн. наук (ВЮИ, г. Владимир)*
E-mail: kgta_tms@mail.ru

Расчет параметров схвата робота-манипулятора

Предложен полный поэтапный расчет параметров схвата робота-манипулятора, подающего детали на позицию сборки. Обоснованы необходимые условия надежного закрепления заготовки в зависимости от вида движения элементов робота-манипулятора.

A new complete stepwise calculation of parameters is suggested for the manipulating robot gripper delivering components to the assembly work station. The first section gives the substantiation of the necessary conditions for reliable workpiece holding according to the mode of the manipulating robot motion.

Ключевые слова: робот-манипулятор, схват, заготовка, надежное удержание.

Key words: manipulating robot, (mechanical) gripper, (rough) workpiece, reliable holding.

Для надежного обеспечения высокопроизводительной качественной сборки изделий роботами-манипуляторами необходимо так закрепить заготовку (деталь), чтобы под действием сил инерции она не смещалась в схвате, теряя ориентацию.

Найдем необходимые условия надежного закрепления детали в схвате в зависимости от параметров заготовки, вида, направления и параметров движения элементов робота-манипулятора и параметров самого робота.

Условия надежного удержания заготовки при поступательном движении руки со схватом в горизонтальной плоскости

1-й случай. Схват *1* с заготовкой *2*, удерживаемой губками *3*, расположенными в вертикальной плоскости (рис. 1), движется горизонтально. На рис. 1 представлена схема силового взаимодействия схвата и заготовки в процессе его равномерного движения и в момент торможения.

При равномерном движении схвата на заготовку действуют вес заготовки G и силы N нормального давления от прижатия губок. Условие надежного закрепления заготовки в схвате по оси Z:

$$N > G. \qquad (1)$$

Силу нормального давления от прижатия губок (закрепления заготовки) находим из условия ее надежного удержания в момент торможения схвата. В этот момент на заготовку действуют силы G; N; силы трения $F_{тр1}$, $F_{тр2}$, возникающие между губками и заготовкой и направленные противоположно векторам скоростей в случае проскальзывания заготовки; тангенциальная сила инерции $F_{\tau}^{ин}$, направленная противоположно вектору тангенциального ускорения (замедления), т.е. по направлению движения в момент торможения.

Условие надежного закрепления заготовки по оси Y:

$$F_{тр1} + F_{тр2} > F_{\tau}^{ин}, \qquad (2)$$

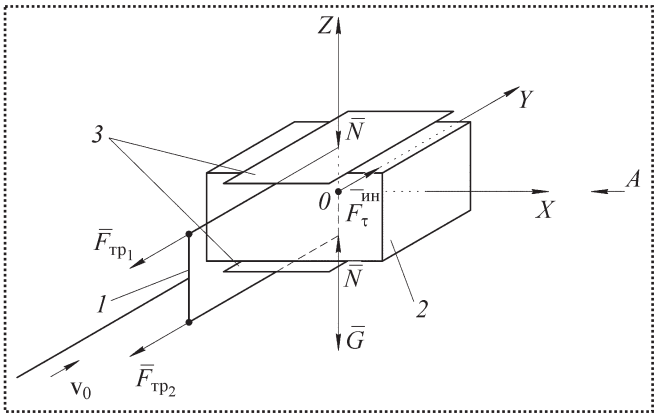

Рис. 1. Схема силового взаимодействия схвата с вертикальным расположением губок и заготовки при его поступательном движении в горизонтальной плоскости и в момент торможения

где $F_{тр1} = N f$;

$F_{тр2} = (N - G) f$,

здесь f – коэффициент трения скольжения.

Запишем равенство:

$$Nf + (N - G) f = kF_{тр2}, \qquad (3)$$

где $k = 1{,}25, ..., 1{,}5$ – коэффициент запаса усилия.

Найдем тангенциальную силу инерции:

$$F_{\tau}^{ин} = m\, w_{\tau} = \frac{G}{g}\frac{d\mathrm{v}}{dt}, \qquad (4)$$

где m – масса заготовки;

w_{τ} – тангенциальное ускорение;

g – ускорение свободного падения;

v – скорость движения схвата.

Считаем процесс торможения равнозамедленным движением. Тогда закон торможения S и скорость движения v запишем в виде

$$S = \frac{w_{\tau}\, t^2}{2}; \quad \mathrm{v} = \mathrm{v}_0 - w_{\tau}\, t,$$

где v_0 – начальная скорость движения схвата;

t – время торможения.

Учитывая, что в конце движения v = 0, имеем:

$$t = \frac{\mathrm{v}_0}{w_{\tau}}; \quad S = \frac{\mathrm{v}_0^2}{2w_{\tau}}; \quad w_{\tau} = \frac{\mathrm{v}_0^2}{2S}. \qquad (5)$$

Окончательно сила закрепления заготовки с учетом выражений (3–5) равна

$$N = \frac{k}{f}\frac{G}{g}\frac{\mathrm{v}_0^2}{4S} + \frac{G}{2}. \qquad (6)$$

Таким образом, найдена зависимость необходимой силы надежного закрепления заготовки от параметров последней и движения схвата.

Примечание 1. Сила закрепления является исходным значением для определения параметров гидро- или пневмоцилиндра схвата.

Примечание 2. Если губки схвата (рис. 2) выполнены призматическими (вид *А* рис. 1), то изменятся условия надежного закрепления заготовки по оси *Y*.

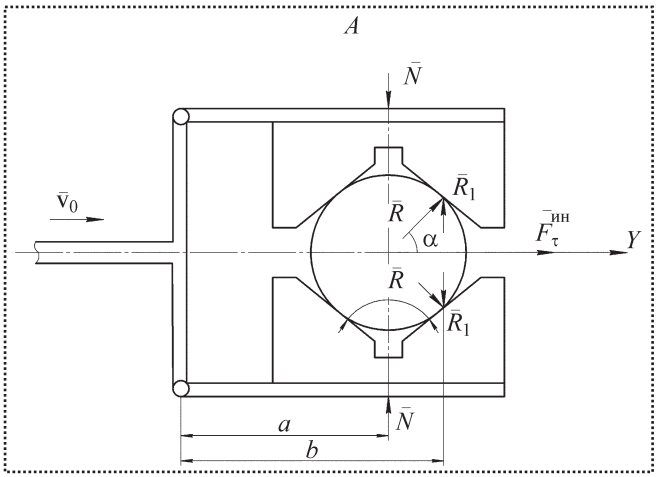

Рис. 2. Схват с призматическими губками

Под действием тангенциальной силы инерции $F_{\tau}^{ин}$ на губки действуют две составляющие силы R. В свою очередь их составляющие – силы R_1 способствуют раскрытию схвата.

Необходимое условие надежного закрепления заготовки в этом случае имеет вид:

$$N\, a > R_1\, b,$$

где $R_1 = \frac{1}{2} F_{\tau}^{ин} \cos\alpha \sin\alpha$.

С учетом выражений (4, 5) запишем равенство

$$N = k\, \frac{G}{g}\, \frac{\mathrm{v}_0^2\, b}{4\, Sa} \cos\alpha \sin\alpha.$$

2-й случай. Схват с заготовкой, удерживаемой губками, расположенными в горизонтальной плоскости, движется поступательно горизонтально. Схема силового взаимодействия схвата и заготовки в процессе его равномерного движения и в момент торможения представлена на рис. 3. При равномерном движении схвата на заготовку действуют силы: G, N, $F'_{тр}$.

Условие надежного закрепления заготовки по оси *Z*:

$$2\, F'_{тр} > G, \qquad (7)$$

где $F'_{тр} = N f$.

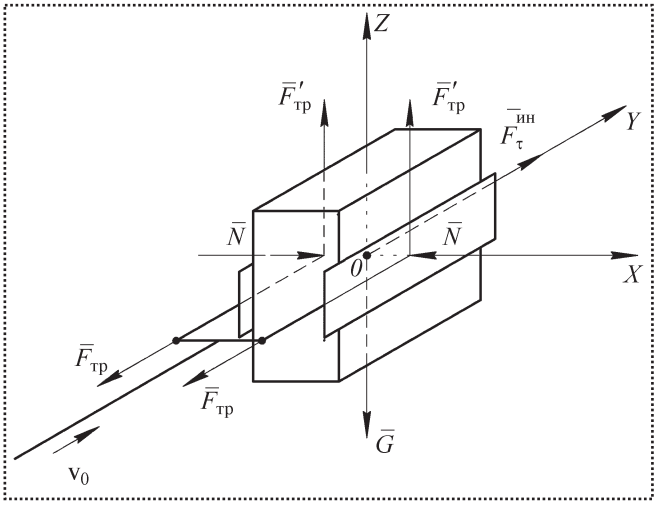

Рис. 3. Схема силового взаимодействия схвата с горизонтальным расположением губок и заготовки при его поступательном движении в горизонтальной плоскости и в момент торможения

Силу N нормального давления на заготовку от прижатия губок находим из условия надежного закрепления в момент торможения схвата. При этом на заготовку действуют силы G; N; $F_{тр}$; $F'_{тр}$; $F_{\tau}^{ин}$.

Условие надежного закрепления заготовки по оси Y:

$$2F_{тр} > F_{\tau}^{ин} \qquad (8)$$

или

$$2F_{тр} = k\ F_{\tau}^{ин}.$$

С учетом найденного значения $F_{\tau}^{ин}$ необходимая сила надежного закрепления равна

$$N = \frac{k}{f}\ \frac{G}{g}\ \frac{v_0^2}{4S}. \qquad (9)$$

Условия надежного удержания заготовки при поступательном движении схвата в вертикальной плоскости

1-й случай. Схват с заготовкой, удерживаемой губками, движется поступательно вверх в вертикальной плоскости. На рис. 4 представлена схема силового взаимодействия схвата и заготовки в процессе его равномерного движения вверх и в момент торможения. При равномерном движении схвата вверх на заготовку

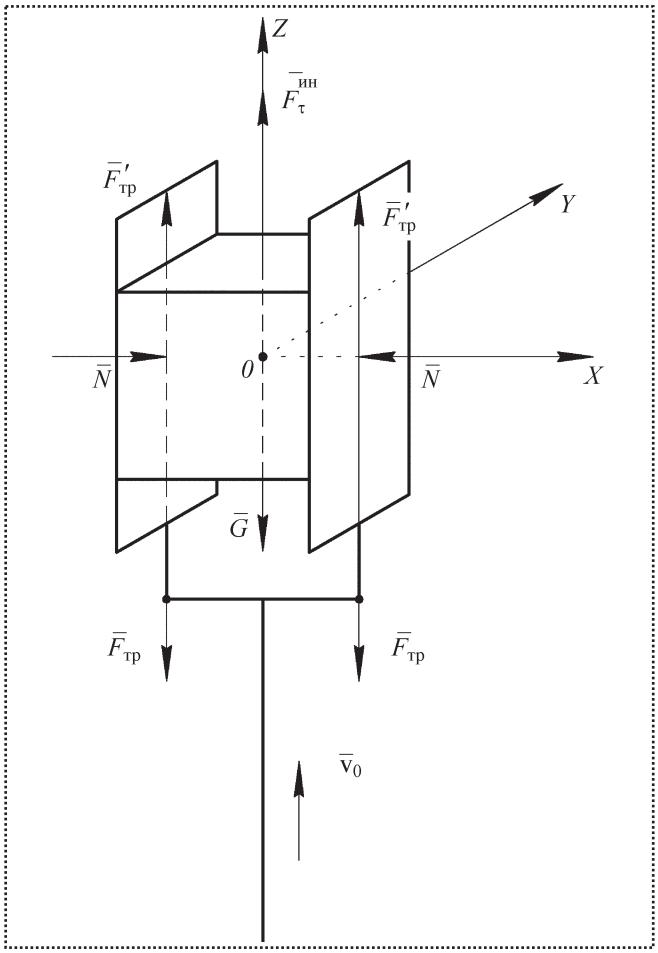

Рис. 4. Схема силового взаимодействия схвата и заготовки при его поступательном движении вверх в вертикальной плоскости и в момент торможения

действуют силы G; N; $F'_{тр}$. Условие надежного закрепления заготовки по оси Z:

$$2F'_{тр} > G. \qquad (10)$$

В момент торможения на заготовку действуют силы G; $F_{тр}$; $F_{\tau}^{ин}$.

Условие надежного закрепления заготовки в момент торможения по оси Z:

$$2F_{тр} + G > F_{\tau}^{ин} \qquad (11)$$

или

$$2F_{тр} + G = kF_{\tau}^{ин}.$$

Тогда

$$2Nf + G = k\ \frac{G}{g}\ \frac{v_0^2}{2S},$$

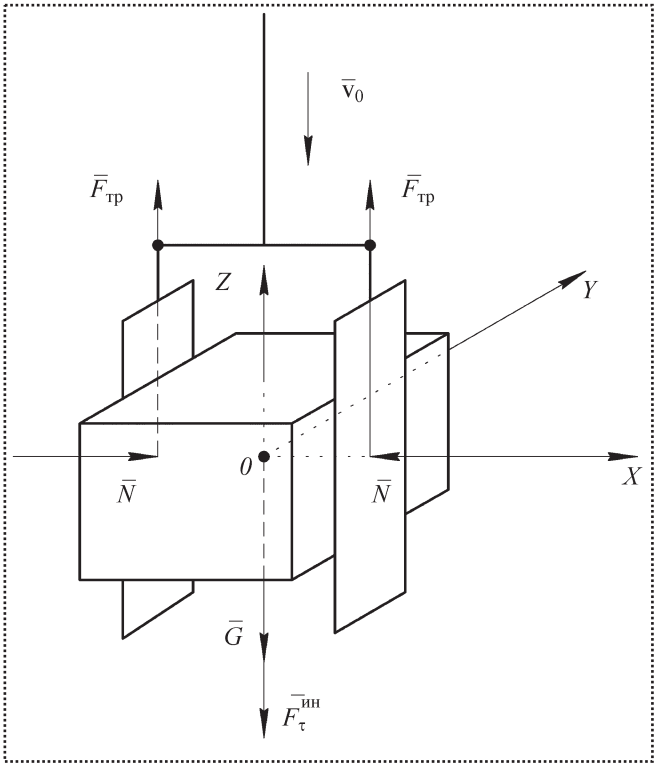

Рис. 5. Схема силового взаимодействия схвата и заготовки при его поступательном движении вниз в вертикальной плоскости и в момент торможения

откуда

$$N = \frac{k}{f}\,\frac{G}{g}\,\frac{v_0^2}{4S} - \frac{G}{2f}. \qquad (12)$$

2-й случай. Схват с заготовкой, удерживаемой губками, движется поступательно вниз в вертикальной плоскости (рис. 5). При равномерном движении схвата на заготовку действуют силы G; N; $F_{тр}$.

Условие надежного закрепления заготовки по оси Z:

$$2F_{тр} > G. \qquad (13)$$

Силу N нормального давления на заготовку (закрепления) находим из условия ее надежного удержания в момент торможения. При этом на заготовку действуют силы G; N; $F_{тр}$; $F_{\tau}^{ин}$.

Условие надежного закрепления заготовки по оси Z:

$$2F_{тр} > F_{\tau}^{ин} + G.$$

Подставляя значения составляющих сил, получим

$$2Nf = k\left(\frac{G}{g}\,\frac{v_0^2}{2S} + G\right), \qquad (14)$$

откуда

$$N = \frac{k}{2f}\left(\frac{G}{g}\,\frac{v_0^2}{S} + G\right). \qquad (15)$$

Условия надежного удержания заготовки при вращательном движении руки со схватом вокруг оси стойки робота-манипулятора в горизонтальной плоскости

1-й случай. Схват с заготовкой, удерживаемой губками, расположенными в горизонтальной плоскости, совершает вместе с рукой робота-манипулятора вращение вокруг оси стойки в горизонтальной плоскости. На рис. 6

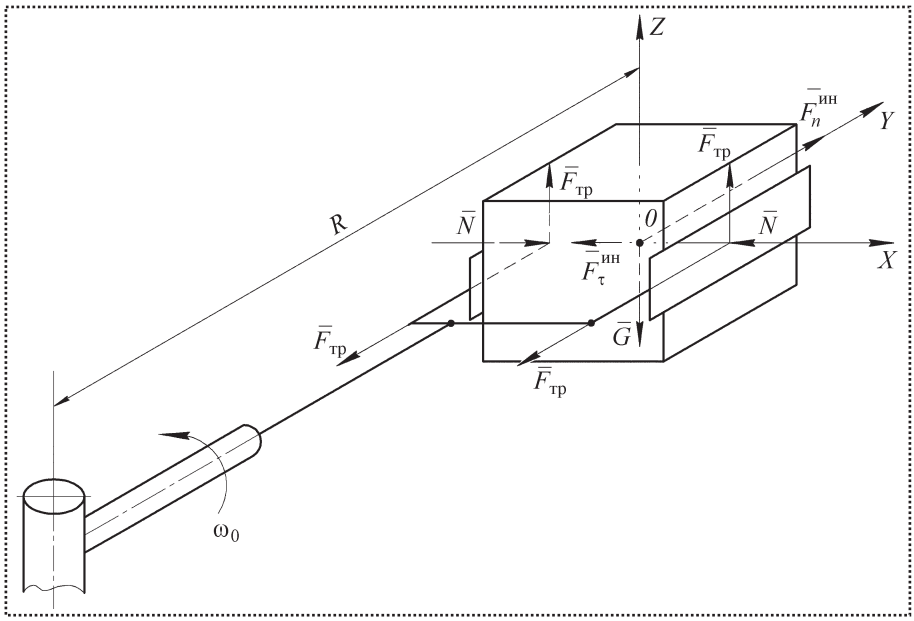

Рис. 6. Схема силового взаимодействия схвата с горизонтальным положением губок и заготовки при его вращательном движении вокруг оси стойки в горизонтальной плоскости и торможении

представлена схема силового взаимодействия схвата и заготовки в процессе их равномерного вращения и в момент торможения.

При равномерном вращении на заготовку действуют силы: G, N, $F'_{тр}$, $F_{тр}$, центробежная сила инерции $F_n^{ин}$.

Условие надежного закрепления заготовки по оси Z:

$$2F'_{тр} > G. \qquad (16)$$

Силу нормального давления на заготовку от прижатия губок находим либо из условия надежного закрепления ее при равномерном вращении руки со схватом по оси Y, либо из условия надежного закрепления в момент торможения вращения по оси X.

Условие надежного закрепления заготовки по оси Y:

$$2F_{тр} > F_n^{ин}. \qquad (17)$$

Центробежная сила инерции равна

$$F_n^{ин} = mw_n = \frac{G}{g}\omega_0^2 R, \qquad (18)$$

где w_n – нормальное ускорение;

R – расстояние от оси вращения стойки робота-манипулятора до центра масс заготовки;

ω_0 – начальная угловая скорость.

Подставляя выражение (18) в (17), получим

$$2Nf = k\frac{G}{g}\omega_0^2 R,$$

откуда

$$N = \frac{k}{2f}\frac{G}{g}\omega_0^2 R. \qquad (19)$$

В момент торможения на заготовку действуют силы G, N, $F_{тр}$, $F'_{тр}$, $F_n^{ин}$, $F_\tau^{ин}$.

Условия надежного закрепления заготовки по оси X:

$$N > F_\tau^{ин}. \qquad (20)$$

Найдем тангенциальную силу инерции, которая направлена противоположно замедлению, т.е. по направлению движения:

$$F_\tau^{ин} = \frac{G}{g}w_\tau = \frac{G}{g}\frac{d\mathrm{v}}{dt} = \frac{G}{g}\varepsilon R, \qquad (21)$$

где ε – угловое ускорение (замедление).

Считаем процесс торможения равнозамедленным движением. Тогда

$$\varphi = \frac{\varepsilon t^2}{2};$$

$$\omega = \omega_0 - \varepsilon t,$$

где φ – угол торможения, ω – конечная угловая скорость.

В конце движения $\omega = 0$. Из последних выражений найдем

$$\varepsilon = \frac{\omega_0^2}{2\varphi}. \qquad (22)$$

Подставим выражение (21) в (20) и с учетом коэффициента запаса окончательно получим

$$N = k\frac{G}{g}\frac{\omega_0^2}{2\varphi}. \qquad (23)$$

Сравнивая значения, полученные из выражений (19) и (23), для дальнейших расчетов выбираем большее из них.

2-й случай. Схват с заготовкой, удерживаемой губками, расположенными в вертикальной плоскости, совершает вместе с рукой робота-манипулятора вращение вокруг оси стойки в горизонтальной плоскости. На рис. 7 представлена схема силового взаимодействия схвата и заготовки в процессе их равномерного вращения и в момент торможения. При равномерном движении на заготовку действуют силы G, N, $F'_{тр1}$, $F'_{тр2}$, $F_n^{ин}$.

Условие надежного закрепления заготовки по оси Z:

$$N > G. \qquad (24)$$

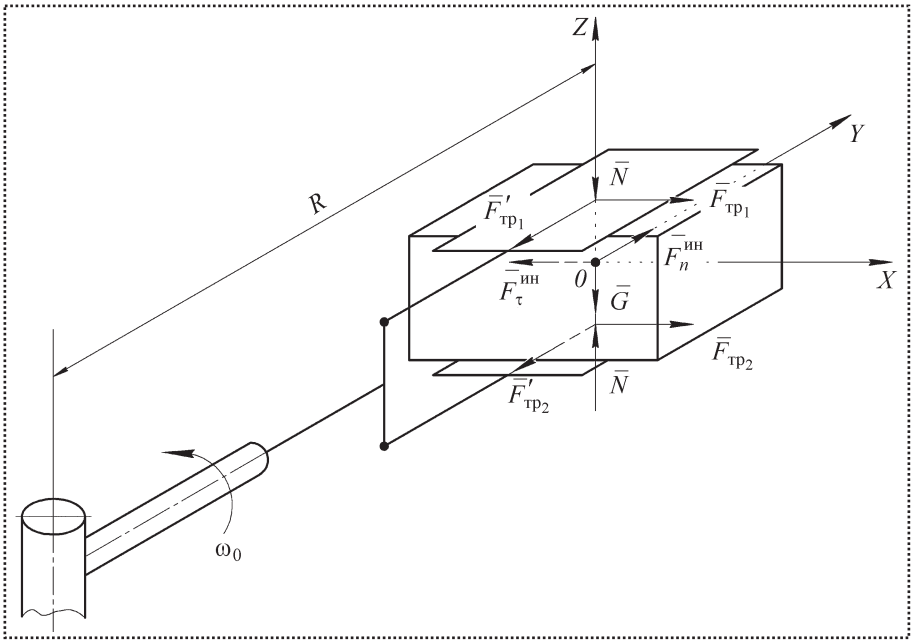

Рис. 7. Схема силового взаимодействия схвата с вертикальным положением губок и заготовки при его вращательном движении вокруг оси стойки в горизонтальной плоскости и торможении

Силу N прижатия губок находим из условий надежного удержания заготовки по осям X, Y.

Условие надежного закрепления заготовки по оси Y:

$$F'_{тр1} + F'_{тр2} > F_n^{ин} \qquad (25)$$

или

$$N f + (N - G) f = k \frac{G}{g} \omega_0^2 R.$$

Окончательно сила прижатия губок равна

$$N = \frac{k}{2f} \frac{G}{g} \omega_0^2 R + \frac{G}{2}. \qquad (26)$$

В момент торможения на заготовку действуют силы G, N, $F'_{тр1}$, $F'_{тр2}$, $F_{тр1}$, $F_{тр2}$, $F_n^{ин}$, $F_\tau^{ин}$.

Условие надежного удержания заготовки по оси X:

$$F_{тр1} + F_{тр2} > F_\tau^{ин}; \qquad (27)$$

$$F_{тр1} = F'_{тр1}; \quad F_{тр2} = F'_{тр2}.$$

С учетом выражений (21), (22) и (27) получим

$$N f + (N - G) f = k \frac{G}{g} \frac{\omega_0^2}{2\varphi}.$$

Окончательно сила прижатия губок

$$N = \frac{k}{f} \frac{G}{g} \frac{\omega_0^2}{4\varphi} + \frac{G}{2}. \qquad (28)$$

Сравнивая значения, полученные из выражений (26) и (28), для дальнейших расчетов выбираем большее из них.

Условия надежного удержания заготовок при вращательном движении руки со схватом вокруг оси стойки робота-манипулятора в вертикальной плоскости

Схват с заготовкой, удерживаемой губками, совершает вместе с рукой робота-манипулятора вращение вокруг оси стойки в вертикальной плоскости (рис. 8). Рассмотрим четыре положения схвата.

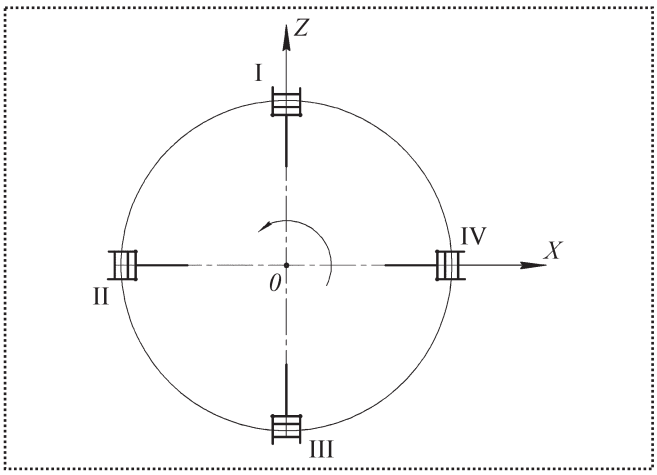

Рис. 8. Положения I–IV схватов робота при их вращении вокруг оси стойки в вертикальной плоскости

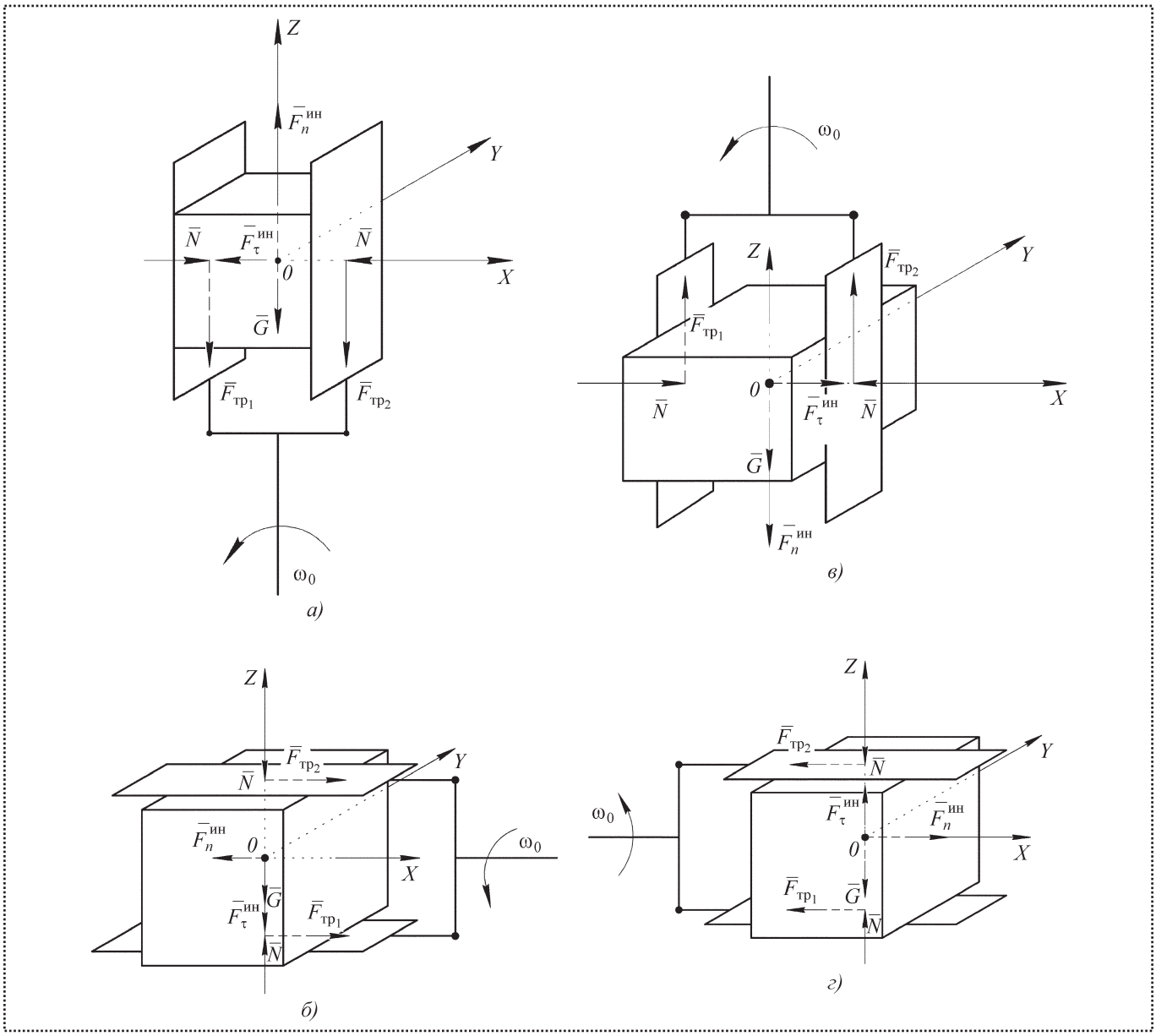

Рис. 9. Схема силового взаимодействия схвата и заготовки при его вращательном движении вместе с рукой робота-манипулятора вокруг оси стойки в вертикальной плоскости и при торможении для положений схвата (см. рис. 8):
а – I; *б* – II; *в* – III; *г* – IV

На рис. 9 представлены схемы силового взаимодействия схвата и заготовки в процессе их равномерного вращения и в момент торможения.

1-й случай (рис. 9, *а*).

При равномерном вращении на заготовку действуют силы G, N, $F_{тр1}$, $F_{тр2}$, $F_n^{ин}$.

Необходимое условие надежного закрепления заготовки по оси Z:

$$F_{тр1} + F_{тр2} + G > F_n^{ин}, \qquad (29)$$

где $F_{тр1} = F_{тр2}$.

С учетом выражения (19) получим

$$2Nf + G = k\,\frac{G}{g}\,\omega_0^2\,R.$$

Окончательно сила закрепления равна

$$N = \frac{k}{2f}\,\frac{G}{g}\,\omega_0^2\,R - \frac{G}{2f}. \qquad (30)$$

В момент торможения на заготовку действуют силы G, N, $F_{тр1}$, $F_{тр2}$, $F_n^{ин}$, $F_\tau^{ин}$.

Условие надежного закрепления заготовки по оси X

$$N > F_{\tau}^{\text{ин}}. \qquad (31)$$

С учетом выражений (21) и (22)

$$N = k\,\frac{G}{g}\,\frac{\omega_0^2}{2\varphi}. \qquad (32)$$

Сравнивая значения, полученные из выражений (30) и (32), для дальнейших расчетов выбираем большее из них.

2-й случай (рис. 9, *б*).

При равномерном вращении руки со схватом на заготовку действуют силы G, N, $F_{\text{тр}1}$, $F_{\text{тр}2}$, $F_n^{\text{ин}}$. Необходимое условие надежного закрепления заготовки по оси Z:

$$N > G. \qquad (33)$$

Силу N находим из условий надежного удержания при равномерном вращении в проекции на ось X или при торможении – в проекции на ось Z.

Необходимое условие надежного закрепления заготовки по оси X:

$$F_{\text{тр}1} + F_{\text{тр}2} > F_n^{\text{ин}}. \qquad (34)$$

$F_n^{\text{ин}}$ находим из (19).

Тогда выражение (33) запишем в виде

$$(N - G)\,f + N\,f = k\,\frac{G}{g}\,\omega_0^2\,R.$$

Окончательно сила закрепления равна

$$N = \frac{k}{2f}\,\frac{G}{g}\,\omega_0^2\,R + \frac{G}{2}. \qquad (35)$$

В момент торможения на заготовку действуют силы G,N, $F_{\text{тр}1}$, $F_{\text{тр}2}$, $\overline{F}_n^{\text{ин}}$, $\overline{F}_{\tau}^{\text{ин}}$. Условия надежного закрепления заготовки по оси Z:

$$N > F_{\tau}^{\text{ин}} + G. \qquad (36)$$

Согласно выражениям (21) и (22) сила закрепления

$$N = k\left(\frac{G}{g}\,\frac{\omega_0^2}{2\varphi} + G\right). \qquad (37)$$

Для дальнейших расчетов выбираем большее значение силы, полученное из выражений (35) и (37).

3-й случай (рис. 9, *в*).

При равномерном вращении на заготовку действуют силы G, N, $F_{\text{тр}1}$, $F_{\text{тр}2}$, $F_n^{\text{ин}}$. Необходимое условие надежного закрепления заготовки по оси Z:

$$2F_{\text{тр}} > F_n^{\text{ин}} + G. \qquad (38)$$

Поскольку согласно (19)

$$F_n^{\text{ин}} = \frac{G}{g}\,\omega_0^2\,R,$$

окончательно сила закрепления

$$N = \frac{k}{2f}\,\frac{G}{g}\,\omega_0^2\,R + \frac{G}{2f}. \qquad (39)$$

В момент торможения на заготовку действуют силы G, N, $F_{\text{тр}}$, $F_n^{\text{ин}}$, $F_{\tau}^{\text{ин}}$. Условие надежного закрепления заготовки по оси X:

$$N > F_{\tau}^{\text{ин}}. \qquad (40)$$

С учетом выражений (21) и (22) сила закрепления

$$N = k\,\frac{G}{g}\,\frac{\omega_0^2}{2\varphi}. \qquad (41)$$

Для дальнейших расчетов выбираем большее значение силы, полученное из выражений (39) и (41).

4-й случай (рис. 9, *г*).

При равномерном вращении на заготовку действуют силы G, N, $F_{\text{тр}1}$, $F_{\text{тр}2}$, $F_n^{\text{ин}}$. Необходимое условие надежного закрепления заготовки по оси Z:

$$N > G. \qquad (42)$$

Силу N находим из условий надежного удержания заготовки при равномерном вращении по оси X или при торможении по оси Z.

Необходимое условие надежного закрепления заготовки по оси X

$$F_{\text{тр}1} + F_{\text{тр}2} > F_n^{\text{ин}} \qquad (43)$$

или

$$(N - G)f + Nf = k\frac{G}{g}\omega_0^2 R.$$

Окончательно сила закрепления

$$N = \frac{k}{2f}\frac{G}{g}\omega_0^2 R + \frac{G}{2}. \qquad (44)$$

В момент торможения на заготовку действуют силы G, N, $F_{тр1}$, $F_{тр2}$, $F_n^{ин}$, $F_\tau^{ин}$. Условие надежного закрепления заготовки по оси Z:

$$N > F_\tau^{ин}. \qquad (45)$$

Окончательно сила закрепления равна

$$N = k\frac{G}{g}\frac{\omega_0^2}{2\varphi}. \qquad (46)$$

Для дальнейших расчетов выбираем большее значение силы, полученное из выражений (45), (46).

Таким образом, получены выражения для вычисления сил надежного закрепления заготовок (исходных данных для расчета параметров гидро- или пневмоцилиндров) в зависимости от их параметров, а также видов и параметров движения элементов роботов-манипуляторов.

СПРАВОЧНИК КОНСТРУКТОРА-МАШИНОСТРОИТЕЛЯ:

В 3-х томах. Продается в комплекте из 3-х томов

В.И. Анурьев. Под ред. **И.Н. Жестковой**

2816 с. ISBN: 5-217-03342-8 **Цена 12100 р.**

Девятое издание (8-е изд. 2000 г.) переработано в соответствии с новыми стандартами и нормативно-технической документацией.

В первом томе приведены общетехнические сведения, справочные данные по конструкционным материалам, шероховатости поверхности, допускам и посадкам, предельным отклонениям формы и расположения поверхностей, конструктивным элементам деталей, крепежным изделиям, стандартизованным и нормализованным деталям и узлам, защитно-декоративным покрытиям металлов и пластмасс.

Дополнены и значительно расширены разделы: общетехнические сведения, конструкционные материалы, конструктивные элементы деталей и крепежные изделия. Увеличено количество зарубежных аналогов отечественных материалов.

Во втором томе приведены современные справочные сведения по расчету и конструкциям осей, валов, подшипников скольжения и качения, муфт, зубчатых, червячных, реечных, винтовых, цепных, плоско- и клиноременных передач, вариаторов, шарико-винтовых передач, храповых зацеплений и разъемных соединений: болтовых, шпоночных и шлицевых.

Значительно расширены справочные сведения по валам и осям, подшипникам, муфтам, ременным передачам, разъемным соединениям и т.д.

В третьем томе приведены справочные сведения по расчету и конструированию неразъемных соединений, пружин, уплотнительных устройств, трубопроводов и арматуры, смазочных, гидравлических и пневматических устройств. Рассмотрены смазочные материалы и системы, материалы труб и рукавов, редукторы, мотор-редукторы, электродвигатели.

Значительно расширены сведения по заклепочным соединениям, уплотнениям подвижных и неподвижных соединений, трубопроводам и арматуре, классам чистоты рабочих жидкостей, клеевым соединениям, редукторам и т.д.

Предназначен для инженеров и техников-конструкторов.

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

УДК 004.942+681.511.22

В.А. Смирнов, *канд. техн. наук, доцент кафедры "Автоматизация механосборочного производства Южно-Уральского государственного университета (г. Челябинск)*
E-mail: sm@amps.susu.ac.ru

Реализация компьютерного управления на постоянной несущей частоте применительно к оборудованию с параллельными приводами

Предложен подход к формированию требуемой траектории движения рабочего органа оборудования с параллельными приводами, при котором используется управление на постоянной несущей частоте. Получаемая погрешность формирования траектории по линейным координатам не превышает заданного значения. Требуется проведение анализа кинематической схемы механизма, лежащего в основе оборудования с параллельными приводами.

The method of forming of predetermined toolpath for shunt package equipment using the control with constant carrier frequency is offered. The translational axes error of toolpath is less than desired value. The analysis of mechanism with parallel kinematics underlying of shunt package equipment is required.

Ключевые слова: оборудование с параллельными приводами, формирование траектории движения рабочего органа, формирование траектории.

Key words: shunt package equipment, epy forming of toolpath, the error of toolpath.

Одно из перспективных направлений развития современного машиностроения – использование обрабатывающего оборудования, построенного по нетрадиционным компоновочным схемам. Иллюстрацией традиционного подхода к компоновке может служить упрощенная схема фрезерного станка, показанная на рис. 1, *а*. Как видно из схемы, передача энергии от двигателей приводов на исполнительный орган – рабочий стол с закрепленной на нем заготовкой с целью его перемещения в пространстве осуществляется по последовательной схеме: привод Пр*Z*, отвечающий за перемещение рабочего органа по координате *Z*, помимо исполнительного органа перемещает приводы Пр*X* и Пр*Y*; привод Пр*X* перемещает Пр*Y*; привод Пр*Y* перемещает рабочий стол с заготовкой.

На рис. 1, *б* показана кинематическая схема, соответствующая рассматриваемому станку, из которой видно, что исполнительный орган станка соединен с основанием посредством единственной кинематической цепи, включающей в себя три поступательные кинематические пары. Данная кинематическая цепь является незамкнутой.

Вариантом нетрадиционной на сегодняшний день компоновки являются схемы, в которых исполнительный орган соединяется с основанием посредством нескольких кинематических цепей. В этом случае говорят о механизмах с параллельными кинематическими цепями. На рис. 2, *а* показана кинематическая

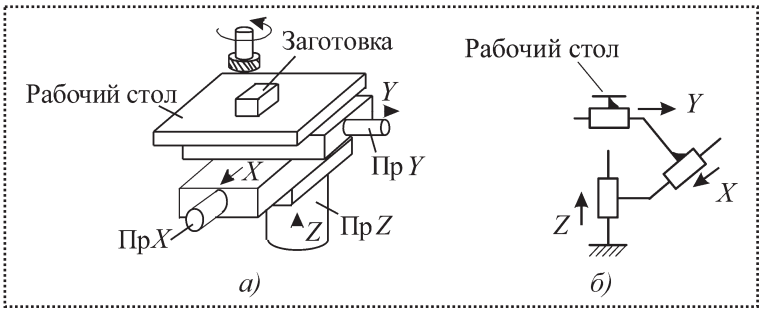

Рис. 1. Схемы станка традиционной компоновки с единственной кинематической цепью

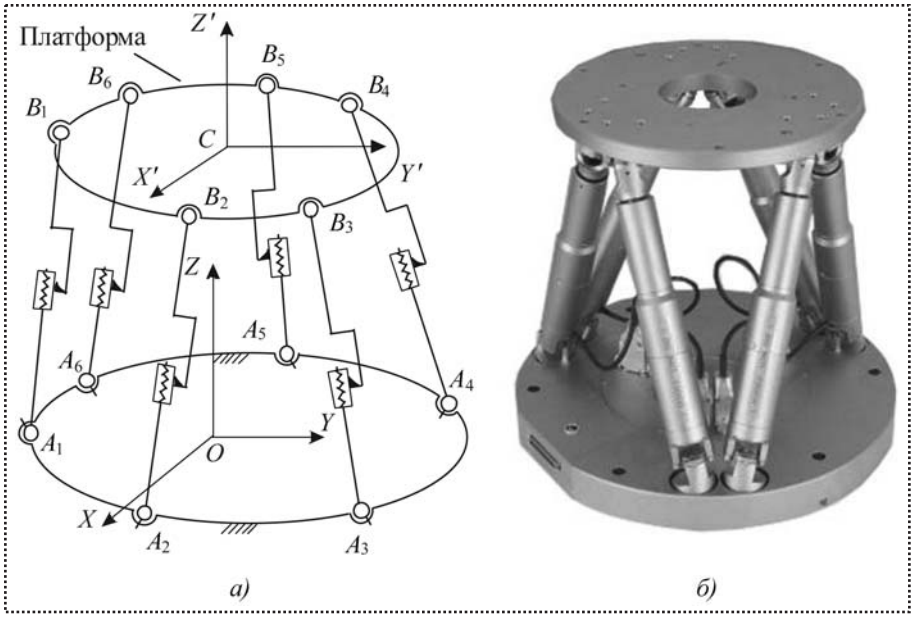

Рис. 2. Механизм с параллельными кинематическими цепями с шестью степенями свободы типа "гексапод":
а – кинематическая схема;
б – пример реализации: модель M-840 фирмы PI с нагрузкой на платформу до 20 кг

схема наиболее известного механизма с такой компоновкой – гексапода (платформы Стюарта). Он относится к механизмам "платформенного" типа [1], так как в его структуре имеется многопарное выходное звено – платформа, на котором может быть расположен исполнительный орган. Помимо платформы в механизм входят шесть штанг, каждая из которых состоит из двух звеньев, образующих одноподвижную кинематическую пару. Изменение длин штанг позволяет изменять положение платформы (и закрепленного на ней исполнительного органа) в пространстве по шести координатам. Пример реализации оборудования с параллельными приводами, построенного на основе платформы Стюарта, показан на рис. 2, *б*.

Анализ схемы рис. 2, *а* показывает, что в механизме имеется шесть кинематических цепей, соединяющих платформу с основанием. В оборудовании, построенном на основе рассматриваемой кинематической схемы, движение исполнительного органа обеспечивается в общем случае одновременной согласованной работой шести приводов, изменяющих длины штанг, т.е. передача энергии на исполнительный орган осуществляется параллельно по шести цепям. Поэтому оборудование, построенное на основе механизмов рассматриваемого типа, называют оборудованием с параллельными приводами.

Возможность движения исполнительного органа по шести координатам отвечает потребностям современного высокотехнологичного производства, для которого характерны технологии, использующие многокоординатную обработку. Высокая удельная жесткость, получаемая вследствие замкнутости кинематических цепей, позволяет использовать такое оборудование при высокоскоростной обработке, что также отвечает современным тенденциям.

Законы управления, обеспечивающие движение исполнительного органа по требуемой траектории, не так очевидны, как для оборудования традиционной компоновки. В литературе [2] показано, что кинематическая связь между выходными координатами, описывающими пространственное положение исполнительного органа оборудования с параллельными приводами, и управляемыми координатами существенно нелинейна, но в некоторых пределах однозначна. Поэтому для обеспечения движения исполнительного органа по требуемой траектории с заданной скоростью достаточно обеспечить изменение управляемых координат по соответствующим законам. Данная задача с учетом принципов программного управления технологическим оборудованием в отечественной литературе не рассматривалась. Ее решение позволит создавать системы ЧПУ класса PCNC, предназначенные для управления оборудованием с параллельными приводами.

Кинематическая модель механизма с параллельными кинематическими цепями

Рассмотрим оборудование с параллельными приводами, в основе которого лежит шестистепенной механизм с параллельными кинематическими цепями, показанный на рис. 2, *а*. В данном механизме шарниры A_j, $j = 1...6$ – кардановые, шарниры B_j – сферические. Для каждого карданового шарнира заданы его координаты $(x_{A_j}, y_{A_j}, z_{A_j})$ в связанной с основанием системе координат *OXYZ*, для сферических шарниров – координаты $(x'_{B_j}, y'_{B_j}, z'_{B_j})$ в связанной с платформой системе $CX'Y'Z'$.

Уравнения кинематической модели данного механизма имеют вид [3]:

$$\begin{aligned}
L_j^2 &= x'^2_{B_j} + y'^2_{B_j} + z'^2_{B_j} + (x_C - x_{A_j})^2 + \\
&+ (y_C - y_{A_j})^2 + (z_C - z_{A_j})^2 + \\
&+2\,[(C\psi\, C\gamma + S\psi\, S\vartheta\, S\gamma)x'_{B_j} + S\psi\, C\vartheta\, y'_{B_j} + \\
&+(S\psi\, S\vartheta\, C\gamma - C\psi\, S\gamma)\, z'_{B_j}\,]\,(x_C - x_{A_j}) + \\
&+2\,[\,(C\psi\, S\vartheta\, S\gamma - S\psi\, C\gamma)\, x'_{B_j} + C\psi\, C\vartheta\, y'_{B_j} + \\
&+(S\psi\, S\gamma + C\psi\, S\vartheta\, C\gamma)\, z'_{B_j}\,](y_C - y_{A_j}) + \\
&+2\,[C\vartheta\, S\gamma\, x'_{B_j} - S\vartheta\, y'_{B_j} + C\vartheta\, C\gamma\, z'_{B_j}\,]\times \\
&\times(z_C - z_{A_j}), \quad j = 1...6,
\end{aligned} \tag{1}$$

где для сокращения записи введены обозначения: $S\psi = \sin\psi$, $C\psi = \cos\psi$ и т.д. В качестве управляемых (входных) координат в модели выступают длины штанг L_j, пространственная ориентация платформы описывается через координаты (x_C, y_C, z_C) полюса *C* платформы в системе координат *OXYZ* и углы Крылова ψ, ϑ, γ, определяющие разворот системы $CX'Y'Z'$ относительно *OXYZ*.

Если задан закон изменения выходных координат, описывающий требуемую траекторию движения платформы, то уравнения (1) позволят получить соответствующие этой траектории законы изменения длин штанг

$$L_j = L_j(t).$$

Условие обеспечения требуемой точности формирования траектории

При программном управлении обрабатывающим оборудованием широко используется метод постоянной несущей частоты [4]. Управление на постоянной несущей частоте предполагает для интервалов времени, равных ее периоду *h*, неизменность скоростей приводов, т. е. неизменность скоростей изменения длин штанг. При этом осуществляется замена нелинейных функций $L_j = L_j(t)$ кусочно-линейными (рис. 3) с неизбежными отклонениями ΔL_j, которые внесут погрешности в формирование траектории движения платформы.

Из уравнений (1) может быть получена функция $x_C = x_C(L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6)$, а также аналогичные для остальных линейных выходных координат. Используя разложение этой функции в ряд Тейлора и ограничиваясь членами при первых производных, запишем выражение

$$\Delta x_C = \sum_j \frac{\partial x_C(L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6)}{\partial L_j}\,\Delta L_j,$$

связывающее погрешность в формировании выходной координаты x_C с отклонениями ΔL_j. Максимальная погрешность возникает в случае, когда все слагаемые имеют одинаковые знаки, поэтому для оценки максимальной погрешности можно записать

$$\Delta x_C = \sum_j \left| \frac{\partial x_C(L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6)}{\partial L_j}\,\Delta L_j \right|. \tag{2}$$

Примем, что погрешность в формировании точки траектории (по линейным координатам,

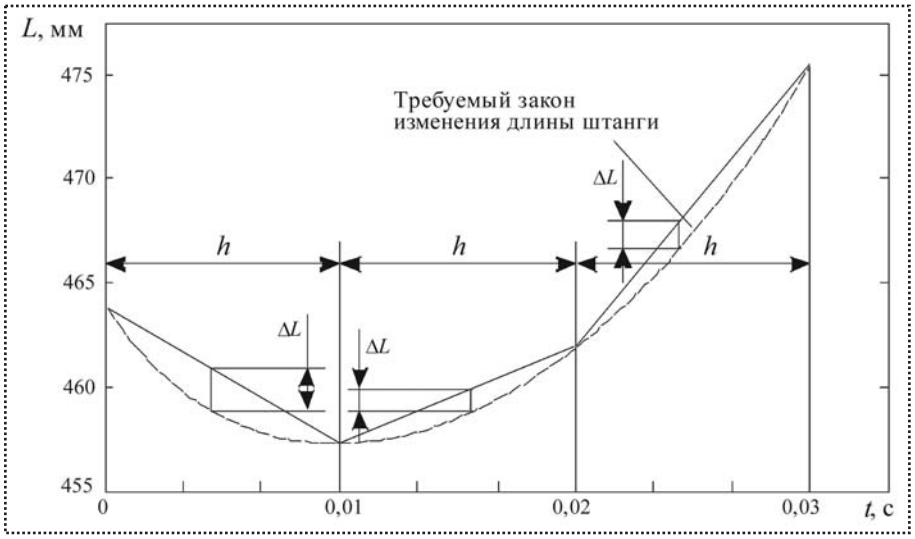

Рис. 3. Кусочно-линейная аппроксимация закона изменения длины штанги при управлении на постоянной несущей частоте

погрешности в отработке выходных угловых координат не рассматриваются) определяется величиной ρ:

$$\rho^2 = \Delta x_C^2 + \Delta y_C^2 + \Delta z_C^2, \qquad (3)$$

которая не должна превышать значения ρ_{max}.

Частные производные, входящие в (2), определяются конструктивными параметрами механизма с параллельными кинематическими цепями, аналитическое их получение весьма затруднительно. На рис. 4 для примера показаны поля значений двух частных производных $\frac{\partial x_C}{\partial L_j}$ для механизма с геометрическими размерами: радиус расположения кардановых и сферических шарниров соответственно 400 и 200 мм, сферические шарниры попарно сведены. Принято, что угловые выходные координаты в процессе анализа постоянны и равны нулю; третья линейная выходная координата $z_C = 500$ мм. На график $\frac{\partial x_C}{\partial L_1}$ наложена проекция кинематической схемы на плоскость *XOY*.

Из рис. 4 видно, что зависимость каждой частной производной от выходных координат носит нелинейный характер и меняется в достаточно широких пределах. Для дальнейшего анализа примем, что все отклонения ΔL_j в (2) равны между собой. Тогда

$$\Delta x_C = \Delta L \sum_j \left| \frac{\partial x_C (L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6)}{\partial L_j} \right|.$$

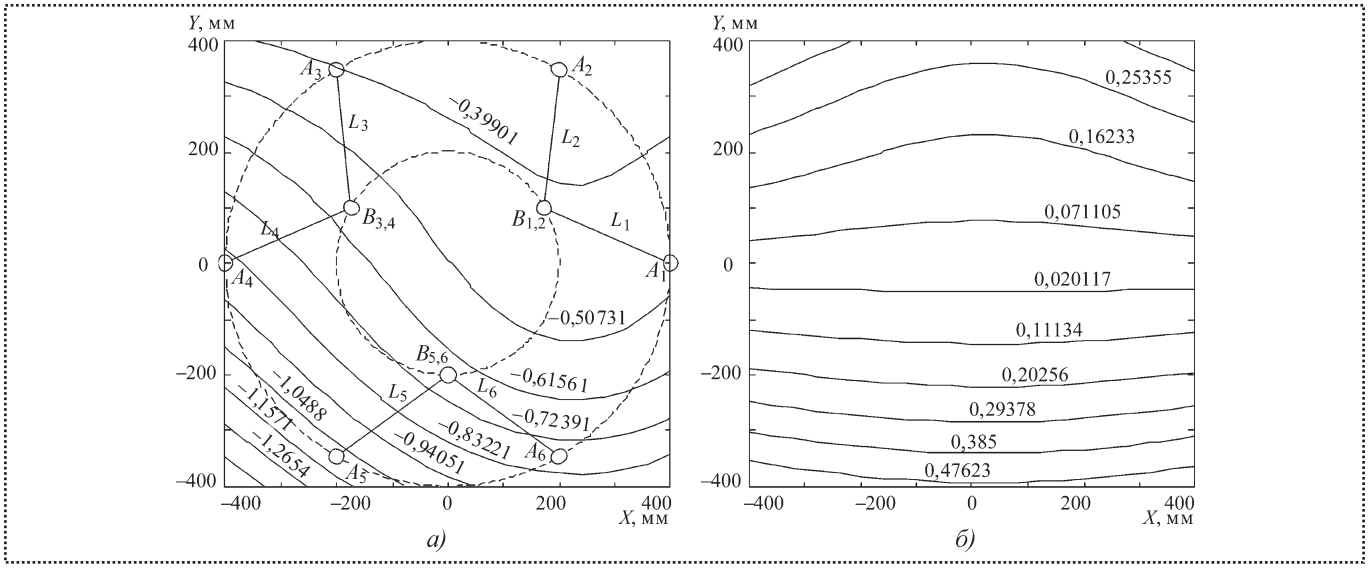

Рис. 4. Поля распределения частных производных $\partial x_C / \partial L_1$ (*а*) и $\partial x_C / \partial L_2$ (*б*)

Аналогично можно определить величины Δy_C и Δz_C, что позволит, используя (3), найти относительную погрешность $\rho^* = \frac{\rho}{\Delta L}$. Она связывает погрешности ΔL_j в формировании требуемых законов изменения длин штанг с погрешностью ρ формирования траектории движения рабочего органа оборудования с параллельными приводами. Погрешность формирования траектории не будет превышать заданного значения ρ_{max}, если погрешности ΔL_j не превышают величину $\frac{\rho_{max}}{\rho^*}$. Для гарантированного выполнения требований по точности формирования траектории величину ρ^* можно принимать максимальной для некоторой пространственной области, следовательно, должно выполняться неравенство

$$\Delta L_j \le \frac{\rho_{max}}{\rho^*_{max}}. \qquad (4)$$

Анализ значений ρ^*, рассчитанных применительно к описанному выше механизму с параллельными кинематическими цепями, показывает, что для достаточно большой пространственной области $\rho^* < 10$. Если принять $\rho_{max} = 0{,}001$ мм и $\rho^*_{max} = 10$, то в соответствии с (4) отклонения в формировании закона изменения длин каждой из штанг должны удовлетворять неравенству

$$\Delta L_j \le \frac{0{,}001}{10} \text{ мм или } \Delta L_j \le 0{,}1 \text{ мкм}.$$

Получение законов изменения длин штанг в аналитическом виде

При расчетах траекторию обычно задают как набор опорных точек, представляющих собой значения шести выходных координат в дискретные моменты времени t_k. Следовательно, законы изменения длин штанг будут заданы в виде решетчатых функций $L_{j_k} = L_j(t_k)$, имеющих шаг $h^* = t_{k+1} - t_k$. В общем случае шаг h^* может не совпадать с периодом h несущей частоты, поэтому целесообразно аппроксимировать функции $L_{j_k} = L_j(t_k)$ аналитическими зависимостями. Примем, что погрешность аппроксимации не должна превышать 10 % от требуемой величины ΔL_j, т.е. для принятых выше численных значений ρ^*_{max} и ΔL_j она должна быть менее 0,01 мкм.

Анализ выражений (1) показывает, что в случае, когда выходные координаты x_C, y_C, z_C изменяются во времени по линейным законам, а угловые выходные координаты при этом не меняются (наиболее распространенный на практике случай плоскопараллельного движения рабочего органа), зависимость длины штанги от времени имеет вид

$$L(t) = \sqrt{T_2 t^2 + T_1 t + T_0},$$

где T_0, T_1, T_2 – коэффициенты.

В связи с этим в качестве модели для аппроксимации следует использовать выражение

$$L^*(t) = L(t)^2 = T_2 t^2 + T_1 t + T_0,$$

что позволит получить очень малую погрешность аппроксимации. Таким образом, при плоскопараллельном движении рабочего органа оборудования с параллельными приводами для аппроксимации законов изменения длин штанг можно использовать квадратичную функцию.

Если характер движения характерной точки рабочего органа такого оборудования отличен от плоскопараллельного, то для аппроксимации законов изменения длин штанг с необходимой точностью потребуется степенная функция более высокого порядка или другая функции.

Пусть две из трех линейных выходных координат, например x_C и y_C, изменяются по гармоническим законам вида $x_C = x_{C0} + R\cos\omega t$ и $y_C = y_{C0} + R\sin\omega t$, т.е. рассматривается движение полюса рабочего органа по дуге окружности радиусом R, лежащей в плоскости, параллельной XOY. Если выходные угловые координаты в процессе движения исполни-

тельного органа по траектории не меняются, то в выражениях (1) будут присутствовать члены, пропорциональные $\cos\omega t$ и $\sin\omega t$. Следовательно, квадрат длины штанги может быть представлен как

$$L^*(t) = L(t)^2 = a_0 + a_1\cos\omega t + b_1\sin\omega t$$

и в рассматриваемом случае целесообразно использовать аппроксимацию, основанную на применении ряда Фурье.

При формировании более сложных траекторий движения рабочего органа из анализа выражений (1) затруднительно выявить вид функции, аппроксимирующей законы изменения длин штанг механизма с параллельными кинематическими цепями. Численное моделирование применительно к рассматриваемому механизму показало, что погрешность аппроксимации менее 10^{-5} мм достигается при использовании степенной функции шестого порядка.

Полученные аппроксимирующие зависимости $L_j^A = L_j^A(t)$ представляют собой законы изменения длин штанг, при которых обеспечивается перемещение рабочего органа оборудования с параллельными приводами по заданной траектории с требуемой (номинальной) контурной скоростью $v_к^{ном}$. Время t в данных законах находится в интервале $0 \le t \le t_{тр}$, где $t_{тр}$ – предполагаемое время отработки траектории, и носит идеализированное значение. В дальнейшем величину t, входящую в функции $L_j^A = L_j^A(t)$ в качестве аргумента, будем называть идеальным временем τ.

Обеспечение точности формирования траектории

При реализации управления на постоянной несущей частоте предполагается, что на интервалах времени длительностью h длина штанги должна изменяться по линейному закону

$$L^h_{лин}(\tilde{t}) = L^A(\tau^h_н) + \frac{L^A(\tau^h_н + h) - L^A(\tau^h_н)}{h}\tilde{t} = L^A(\tau^h_н) + k_h\tilde{t}, \quad 0 \le \tilde{t} < h,$$

где $L^A(\tau^\tau_н)$, $L^A(\tau^\tau_н + h)$ – длины штанги в моменты времени, соответствующие началу и концу интервала. Для определения максимальной погрешности ΔL^h в формировании требуемого закона изменения длины штанги на текущем интервале примем, что в силу малости этого интервала закон изменения длины штанги может быть описан квадратичной зависимостью

$$L^h(\tilde{t}) = T_2^h\tilde{t}^2 + T_1^h\tilde{t} + T_0^h. \qquad (5)$$

Проведенные численные эксперименты полностью подтвердили это предположение. Тогда

$$\Delta L^h(\tilde{t}) = L^h(\tilde{t}) - L^h_{лин}(\tilde{t}) = T_2^h\tilde{t}^2 + T_1^h\tilde{t} + T_0^h - L^A(t^h_н) - k_h\tilde{t} \quad \text{и}$$

$$\frac{\partial}{\partial\tilde{t}}\Delta L^h(\tilde{t}) = 2T_2^h\tilde{t} - hT_2^h.$$

Следовательно, погрешность ΔL^h принимает экстремальное (максимальное) значение в момент времени $\tilde{t}_{экстр} = \frac{h}{2}$ от начала интервала:

$$\Delta L^h_{max}(h/2) = \frac{-T_2^h h^2}{4}. \qquad (6)$$

В соответствии с [4] должно выполняться условие

$$\Delta L^h_{max} \le \Delta L^h_{доп} = 0{,}9\,\frac{\rho_{max}}{\rho^*_{max}}, \qquad (7)$$

учитывающее 10 %-ный запас погрешности на аппроксимацию закона изменения длины штанги для отработки всей траектории.

Если условие (7) для какого-либо интервала не выполняется, следует добиться уменьшения отклонения ΔL^h_{max}. В соответствии с (6) это возможно за счет сокращения периода несущей частоты h или модуля аппроксимирующего коэффициента T_2^h. Оперативное изменение периода несущей частоты связано с вмешательством в работу системы ЧПУ на низком уровне, что нецелесообразно.

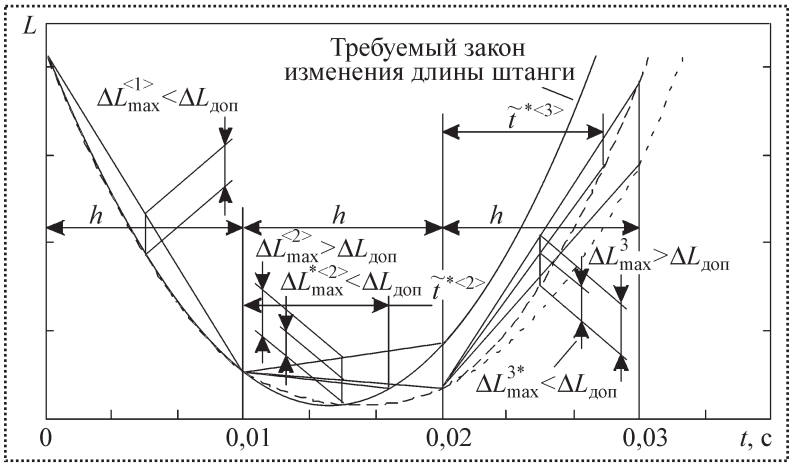

Рис. 5. Уменьшение изменения длины штанги при невыполнении в текущем периоде несущей частоты условия (7)

Модуль аппроксимирующего коэффициента T_2^h можно снизить за счет уменьшения участка траектории, формируемого в текущем периоде несущей частоты. На рис. 5 показан фрагмент требуемого закона изменения длины j-й штанги механизма с параллельными кинематическими цепями. На первом периоде несущей частоты условие (7) выполняется. Скорость изменения длины штанги составит

$$v_j^{<1>} = \frac{L_j^A(\tau_н^{<1>} + h) - L_j^A(\tau_н^{<1>})}{h}.$$

На втором периоде условие (7) не выполняется, поэтому с использованием функции $L_j^A(\tau)$ необходимо найти точку, для которой

$$\Delta L_{j\,доп} = \left| L_j^A(\tau_н^{<2>} + \tilde{t}^*/2) - \left(L_j^A(\tau_н^{<2>}) + \frac{L_j^A(\tau_н^{<2>} + \tilde{t}^*) - L_j^A(\tau_н^{<2>})}{2} \right) \right|.$$

Если принять, что на данном периоде несущей частоты произведена аппроксимация закона изменения длины штанги зависимостью (5), то момент времени $\tilde{t}^*$ может быть определен следующим образом:

$$\tilde{t}^* = \sqrt{\left| \frac{4\Delta L_{j\,доп}}{-T_2^h} \right|}.$$

Скорость изменения длины штанги на этом периоде несущей частоты составит

$$v_j^{<2>} = \frac{L_j^A(\tau_н^{<2>} + \tilde{t}^*) - L_j^A(\tau_н^{<2>})}{h}.$$

Скорости изменения длин других штанг должны быть рассчитаны применительно к моменту времени $\tau_н^{<2>} + \tilde{t}^*$. Соответственно произойдет уменьшение текущей контурной скорости в

$$K_{v.\Delta}^{<2>} = \frac{L_j^A(\tau_н^{<2>} + \tilde{t}^*) - L_j^A(\tau_н^{<2>})}{L_j^A(\tau_н^{<2>} + h) - L_j^A(\tau_н^{<2>})}$$

раз, т.е. $v_к^{<2>} = K_{v.\Delta}^{<2>} v_{к\,ном}$. В общем случае $v_к^h = K_{v.\Delta}^h v_{к\,ном}$.

Если условие (7) не выполняется для нескольких штанг, то для каждой из них рассчитывают значения $\tilde{t}_j^*$ и за момент времени $\tau_н^{<2>} + \tilde{t}^*$, определяющий скорости на текущем периоде несущей частоты, принимают минимальный из $\tau_н^{<2>} + \tilde{t}_j^*$. Его будем использовать как момент времени, определяющий в функциях $L_j^A(\tau)$ начало интервала траектории, формируемого на следующем (третьем на рис. 5) периоде несущей частоты, т.е. $\tau_н^{<3>} = \tau_н^{<2>} + \tilde{t}^*$.

В общем случае $t_н^{<i+1>} = t_н^{<i>} + h$; $\tau_н^{<i+1>} = \tau_н^{<i>} + \tilde{t}^{*<i>}$, где $\tilde{t}^* \le h$ и равенство возникает при выполнении на i-м периоде несущей частоты условия (7), поэтому при отработке траектории наблюдается временное рассогласование между идеальным временем τ и реальным временем t. В начальный момент отработки траектории реальное время совпадает с идеальным, т.е. $t_0 = \tau_0$, в дальнейшем из-за выполнения процесса обеспечения точности формирования законов изменения длин штанг $t > \tau$.

Скорости изменения длин штанг для всех периодов несущей частоты рассчитываются последовательно по мере отработки траектории. Требуемые скорости изменения длин

штанг на i-м периоде несущей частоты должны быть определены до начала этого периода (до момента $t_{н}^{<i>}$ реального времени). Следовательно, эти расчеты нужно проводить во время предшествующего периода несущей частоты, начинать их целесообразно в момент времени $t_{н}^{<i-1>}$.

В течение периода несущей частоты, в котором осуществляется отработка последнего интервала требуемой траектории, скорости изменения длин штанг задают таким образом, чтобы окончание отработки траектории совпало с окончанием этого периода. Данное требование может не выполняться, если в процессе отработки траектории должна быть реализована функция торможения, т.е. обеспечено снижение контурной скорости на конечном этапе отработки траектории.

Выводы

При реализации управления оборудованием с параллельными приводами необходимо учитывать следующее.

Траектория движения рабочего органа обычно представляется в виде опорных точек в дискретные моменты времени, поэтому требуемые для отработки этой траектории законы изменения длин штанг будут иметь вид решетчатых функций.

Так как шаг этих решетчатых функций может не совпадать с длительностью периода несущей частоты, то необходимо выполнить аппроксимацию решетчатых функций аналитическими зависимостями.

Если требуемая траектория предполагает плоскопараллельное движение рабочего органа, для аппроксимации следует использовать квадратичные функции; в общем случае можно использовать степенные функции высоких порядков.

При управлении на постоянной несущей частоте происходит подмена требуемых, в общем случае нелинейных законов изменения длин штанг кусочно-линейными функциями с внесением неизбежных погрешностей в формирование траектории.

Точность формирования траектории по линейным координатам рабочего органа гарантированно будет обеспечена, если в процессе ее отработки выполняются условия (7) для каждой штанги и каждого периода несущей частоты. Величина ρ^{*}_{max} определяется из анализа кинематической схемы используемого механизма.

При нарушении условия (7) следует выполнить коррекцию (уменьшение) контурной скорости до величины, при которой это условие начнет выполняться.

Предложенный подход к формированию требуемой траектории движения рабочего органа может быть использован в системах ЧПУ, предназначенных для управления оборудованием с параллельными приводами. Общие аппаратные принципы построения таких систем управления не будут отличаться от принятых для оборудования традиционных компоновочных схем, существенная разница будет наблюдаться в реализуемых алгоритмах.

Библиографический список

1. **Механика** машин: Учеб. пособие для втузов / И.И. Вульфсон, М.Л. Ерихов, М.З. Коловский и др.; Под ред. Г.А. Смирнова. –М.: Высшая школа, 1996. 511 с.

2. **Манипуляционные** системы роботов / А.И. Корендясев, Б.Л. Саламандра, Л.И. Тывес и др.; Под общ. ред. А.И. Корендясева. –М.: Машиностроение, 1989. 472 с.

3. **Сулацкая Е.Ю., Петрова Л.Н.** Моделирование рабочего пространства станка с параллельной кинематикой // Вестник ЮУрГУ. Серия "Машиностроение". 2005. Вып. 13. № 11 (144). С. 42–45.

4. **Сосонкин В.Л.** Программное управление технологическим оборудованием: Учебник для вузов.–М.: Машиностроение, 1991. 512 с.

УДК 621.64

Мягких Ю.П., *зам. начальника отдела,* **Будрина О.А.,** *инженер-конструктор (НПО "Искра")*
E-mail: onv805@iskra.perm.ru

Способ очистки тракта трубопровода

Описана технология очистки трубопроводов с использованием разрывных резиновых мембран в условиях плотной компоновки газоперекачивающих агрегатов.

There is described method of pipe cleaning by bursting rubber disks under conditions of tight arrangement of gas compressor units.

Ключевые слова: очистка, трубопровод, мембрана, давление.

Key words: cleaning, pipe, disk, pressure.

На современном этапе развития промышленности широкое распространение получили газотурбинные электростанции (ГТЭС) и газоперекачивающие агрегаты, использующие в качестве привода газотурбинный двигатель (ГТД), работающий на природном газе.

Для подвода топливного газа к ГТД, дополнительной его очистки от твердых частиц и продуктов коррозии, образующихся в процессе эксплуатации в трубопроводах, предназначена газовая система, которая имеет стандартные фланцы для подстыковки подводящих магистралей заказчика.

Перед подключением системы к фланцам подводящие магистрали (трубопроводы диаметром менее 219 мм) должны быть очищены от посторонних предметов, например продувкой в соответствии с требованиями п. 11.18 СНиП III-42-80* "Магистральные трубопроводы".

В настоящее время согласно указанным СНиП создание скоростного потока воздуха или газа в трубопроводе обеспечивается наддувом трубопровода давлением 1,2 МПа, при этом половина длины трубопровода является ресивером, содержащим сжатый газ для очистки второй половины трубопровода. Протяженность участка трубопровода, продуваемого без очистных поршней, не должна превышать 5 км.

Данный способ очистки трубопроводов затруднительно применять на тупиковых участках подвода топливного газа непосредственно к газотурбинному двигателю газотурбинной электростанции или газоперекачивающего агрегата вследствие невозможности установки дополнительной запорной арматуры на трубопроводе в условиях плотной компоновки двигательных отсеков.

В НПО "Искра" предложен простой способ очистки таких трубопроводов [1]. Он состоит в том, что в месте стыковки трубопровода, подводящего топливный газ к входным фланцам двигателя *6*, устанавливают отвод *1* или короткую съемную вставку *2* (см. рисунок).

При необходимости очистки трубопровода нужно отстыковать отвод *1* от двигателя или снять съемную вставку *2*. Затем в первом случае отвод *1* разворачивают, а во втором вместо вставки *2* устанавливают отвод так, чтобы его горловина была направлена в сторону выхода из отсека двигателя.

Далее выходное отверстие отвода заглушают резиновой тонкостенной мембраной *3*, закрепленной металлическим кольцом *4*. После этого в полость трубопровода нагнетают давление (не превышающее рабочее давление испытания трубопровода) до разрыва резиновой мембраны. Толщину резиновой мембраны выбирают исходя из условий обеспечения ее целостности до достижения испытательного давления (1,25 *p*) внутри трубопровода.

Для исключения возможности повреждений элементов отсека двигателя (при разрыве

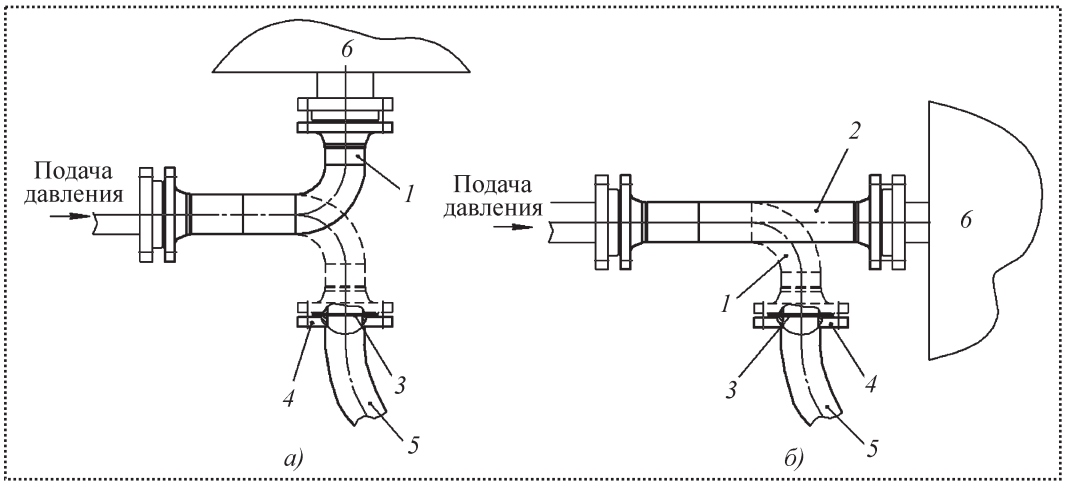

Схема очистки трубопровода с использованием отвода (*а*) или съемной вставки (*б*)

мембраны) предусматривается подстыковка к прижимному кольцу *4* защитных воздуховодов *5*, выводящих стравливаемый газ из отсека двигателя.

Для обеспечения качественной очистки трубопроводов инициирование воздушного потока повторяют несколько раз с использованием новой мембраны *3*. Затем резиновую мембрану устанавливают на входе в очищаемый участок трубопровода, а подачу сжатого воздуха ведут со стороны отвода *1* в отсеке двигателя.

Технология очистки с использованием разрывных резиновых мембран применена при монтаже газотурбинных электростанций в Свердловской обл.

Библиографический список

1. **Патент** 2212958 RU, МПК 7 B 08 B 5/02. Способ очистки трубопровода / О.А. Будрина, Ю.П. Мягких, В.К. Шишкин. –№ 2001121405; Заявл. 30.07.01; Опубл. 27.09.03. –Бюл. № 27.

ООО "Издательство **Машиностроение**", 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Учредитель ООО "Издательство **Машиностроение**".
Адрес электронной почты издательства: **E-mail: mashpubl@mashin.ru**;
редакции журнала: **sborka@mashin.ru; tsmm@mashin.ru http://www.mashin.ru**
Телефон редакции журнала: (499) 268-38-42; тел./факс (499) 268-85-26; факс 269-48-97.
Технический редактор *Жиркина С.А.* Корректоры *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 08.12.09 г. Подписано в печать 29.01.10 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 5,88. Уч.-изд. л. 5,43. Заказ 95. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Издательство Машиностроение".
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, д. 15.