

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ**

Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования

**«Томский политехнический университет»**

---

**М. Г. Гольдшмидт**

**МЕТОДОЛОГИЯ  
КОНСТРУИРОВАНИЯ**

Учебное пособие

Издательство ТПУ

Томск 2007

УДК. 621

Гольдшмидт М. Г. Методология конструирования: Учебное пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2007. – 173 с.

В пособии содержатся основные сведения о конструировании автоматизированных устройств, специального и специализированного технологического оборудования: металлорежущих станков, промышленных роботов и т. п.

Пособие подготовлено на кафедре автоматизации и роботизации в машиностроении и предназначено для студентов, обучающихся по направлению 150900 «Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств» специальности 151001 «Технология машиностроения» и направлению 261000 «Технология художественной обработки материалов».

УДК. 621

Рекомендовано к печати Редакционно-издательским советом Томского политехнического университета

Рецензенты:

- Э. Н. Панкратов – генеральный директор ЗАО «Технотрон» (г. Томск), кандидат технических наук;
- В. Т. Устюжанин – главный технолог АО «Сибмаш» (г. Томск);
- С. И. Петрушин – профессор кафедры «Технология автоматизированного машиностроительного производства» Томского политехнического университета, доктор технических наук.

© Томский политехнический университет, 2007

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время издано большое количество книг, посвященных конструированию машин. Однако создание новых версий учебных пособий продолжается в связи с тем, что начинающему конструктору (учащемуся) трудно рационально использовать имеющийся многотомный потенциал: он зачастую теряется в большом объеме информации, не в состоянии отдать предпочтение какому-либо источнику и в результате у студента возникает недостаточная уверенность в области базовых понятий, он оказывается неспособным спроектировать простые устройства, провести элементарные проектировочные расчеты.

Актуальной является потребность в умеренном по объему, логичном по содержанию, доступном для усвоения учебном пособии по конструированию машин, ориентированном на подготовку специалистов по технологическим специальностям.

В связи с этим настоящее учебное пособие можно рассматривать как попытку сформулировать основные существенные признаки предмета (т. е. процесса конструирования) в доступной форме, с тем, чтобы далее, в процессе практической деятельности, полученные базовые знания можно было углублять, расширять и уточнять с помощью технической литературы и других источников.

На рынке металлообрабатывающего оборудования, например, сегодня востребованы многокоординатные высокоточные станки с ЧПУ, способные, в частности, обрабатывать закаленные детали пресс-форм. Конструирование таких станков требует весьма глубоких и широких познаний и опыта. В рамках учебного направления целесообразно, вероятно, ориентировать студентов на приобретение навыков разработки относительно простых технологических машин различного назначения и уровня универсальности (в том числе и специальных) и, таким образом, создать базу, основу для того, чтобы на следующем этапе они могли бы подняться до конструирования современных станков, промышленных роботов и обрабатывающих систем.

Общие правила конструирования сформулированы П. И. Орловым [10]. Их, по его версии, свыше пятидесяти. Если даже все эти правила выучить наизусть, вряд ли произойдет заметное повышение качества конструирования, т. к. эту сложную науку следует осваивать творчески, постепенно переходя на очередной уровень.

Настоящее пособие может оказаться полезным на одном из начальных уровней, на котором главной задачей является приобретение и закрепление базовых понятий, принципов и навыков. Критерием зрело-

сти начинающего конструктора на этом уровне может быть то, насколько глубоко он уточняет порученную ему конструкторскую задачу.

Название учебного пособия, как и методика представления материала – по признакам, заимствованы у В. В. Бушуева. Подобное название имеет 1 глава его книги «Основы конструирования станков». – М.: Станкин, 1992. – 320 с.

Особенность настоящего пособия, как представляется, состоит, в соответствии с другим адресом, в более широком подходе к проблеме конструирования и относительно доступном и лаконичном изложении материала.

Содержание пособия в известной мере определено оглавлением. Несмотря на то, что в изложении основных положений используются элементы конструкции хрестоматийных металлорежущих станков и промышленных роботов, на примере оригинальных разработок автоматизированных устройств (многие из которых защищены авторскими свидетельствами (гл. 9)), показано как меняется философия конструирования и открываются колоссальные возможности перед конструктором с применением электронно-вычислительной техники и информационных технологий.

Отдельные фрагменты учебного пособия заимствованы с соответствующей ссылкой из литературы практически без изменений. К этому автор обращался в тех случаях, когда он не был уверен в том, что его изложение материала может улучшить оригинал. В этом смысле настоящее пособие можно рассматривать как учебник – хрестоматию.

Автор с благодарностью примет все замечания и предложения, направленные на улучшение пособия.

# 1. ОБЩИЕ ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

*Из рассмотрения стадий жизненного цикла продукции определено содержание работ по проектированию изделия и технологической подготовке его производства, показаны возможности прототипирования как метода получения моделей, с использованием примеров проанализированы методы конструирования – логические и эвристические, приведены общие понятия в области художественного проектирования изделий.*

## 1.1. Стадии жизненного цикла изделия

Процесс конструирования следует рассматривать «в единстве ... двух сторон – творческой (новаторской) и стандартизационной (упорядочивающей) деятельности, осуществляемой конструктором с одновременным учетом экономического фактора» [1].

Научно-техническое творчество направлено на поиск принципиально новых технических решений и внесение их в разрабатываемую конструкцию в объеме, необходимом и достаточном для придания изделию определенных качественных особенностей, выгодно отличающих его от предшествующих вариантов исполнения или аналогов. Стандартизация, благодаря имеющимся в ее арсенале методам упорядочения технических решений, обеспечивает преемственность исполнений изделия, упорядочение их состава и структуры, применение в новых исполнениях изделий известных сегодня и в то же время соответствующих перспективным требованиям научно-технических решений в объеме, позволяющем сократить сроки и оптимизировать затраты на создание и освоение изделий новой техники при обеспечении их высокого качества. Следовательно, любая конструкторская работа должна базироваться на комплексном использовании методов научно-технического творчества и стандартизации и в то же время включать в свой методический аппарат методы экономики конструирования, позволяющие регулировать в требуемом направлении уровень новизны исполнений изделий и обосновывать принимаемые технические решения.

Начиная от этапа формирования инженерного замысла, изделие проходит разнообразные стадии жизненного цикла.

Изделие принято рассматривать как объект разработки, производства, эксплуатации и ремонта. Конкурентоспособность изделия формируется на всех стадиях его жизненного цикла, начиная от определения потребностей до их удовлетворения (рис. 1.1).



Рис. 1.1. Жизненный цикл продукции

В соответствии с мировой практикой жизненный цикл изделия «открывает» стадия *маркетинга*, поиска и изучения рынка. Эта стадия предваряет выполнение необходимых работ по проектированию продукции.

Функция маркетинга играет ведущую роль в изучении реальных потребностей в продукции с учетом номенклатуры, количества и качества, требований потребителя и тенденций их изменения.

Прежде чем рассматривать процесс проектирования изделия, другие этапы подготовки производства, следует остановиться на характеристиках *качества изделия*.

Согласно определению (по международному стандарту ИСО 8402) «качество продукции... представляет собой совокупность свойств и характеристик продукции, которые придают ей способность удовлетворять обусловленные или предполагаемые потребности».

Для изделий машиностроения, приборостроения показатели качества группируют в соответствии со схемой, приведенной на рис. 1.2. Состав групп показателей определяют исходя из целенаправленности воздействия на качество изделия при его разработке, производстве, эксплуатации.

Показатели *технического эффекта* характеризуют способность изделия выполнять свои функции в соответствии с назначением (для электродвигателя – развиваемая мощность, частота вращения и т. п.).

Показатели *надежности* – безотказность, долговечность и т. п.

Показатели *эргономичности* отражают соответствие изделия тре-

бованиям, предъявляемым к нему по всей совокупности свойств, проявляемых при функционировании системы «человек – изделие – среда использования». Эти требования предъявляются, например, к оборудованию кабины, конструкции индикаторных и сигнальных устройств, органов управления и т. п.

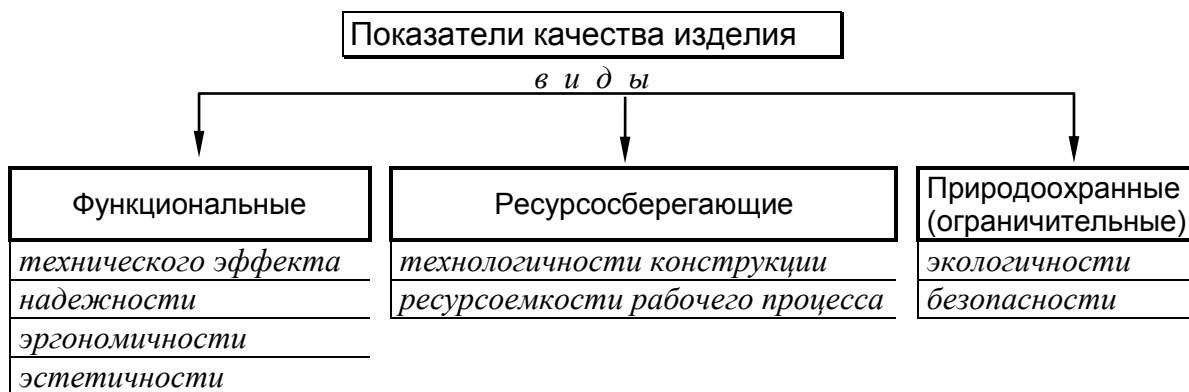


Рис. 1.2. Показатели и виды качества изделия

Показатели *эстетичности* характеризуют эстетические свойства изделия – рациональность формы, оригинальность, гармоничность.

Показатели *технологичности* отражают технологическую рациональность конструкции.

Показатели *экологичности* отражают уровень воздействия изделия на окружающую среду.

Показатели *безопасности* отражают уровень обеспечения безопасности человека при производстве, эксплуатации и ремонте изделия.

Рассмотрим этапы «технической» подготовки производства (стадии 2 и 3 на рис. 1.1).

Проектирование изделия включает следующие элементы:

1. *Анализ опыта эксплуатации* и постановка научно-технической проблемы: изучение динамики изменения потребностей в новой технике; прогнозирование развития объектов, методов и средств производства.

2. *Патентное исследование*: обеспечение патентоспособности и патентной чистоты объектов.

3. *Теоретическое и экспериментальное исследования*: проведение исследований с целью апробации новых идей, прогнозов, технологий, материалов, обеспечения и поддержания качества изделия на современном уровне.

4. *Опытно-конструкторская работа (ОКР)* – «...процесс разработки одного или нескольких исполнений изделия, сочетающий собст-

венно конструкторские разработки с большим объемом расчетно-экспериментальных исследований, изготовлением объектов техники и их всесторонней экспериментальной проверкой... сопоставлением опытных данных с техническим заданием и документацией и внесением необходимых изменений в эту документацию» [1].

В рамках ОКР ведется разработка, согласование и утверждение технического задания (ТЗ) на изделие, выявление и правовая охрана новых технических решений и материалов, разработка и экспертиза проектной документации, изготовление и испытание опытных образцов продукции.

Разработка ТЗ – процесс осмысления объекта на основе данных прогноза и результатов научно-исследовательских работ и формирования предварительных (возможных и желательных) очертаний объекта разработки, его существенных признаков.

5. *Разработка конструкторской документации (КД)* – графических и текстовых документов, определяющих состав и устройство изделия.

КД проходит несколько стадий своего становления: от технического задания (ТЗ) до рабочей КД (рис. 1.3).

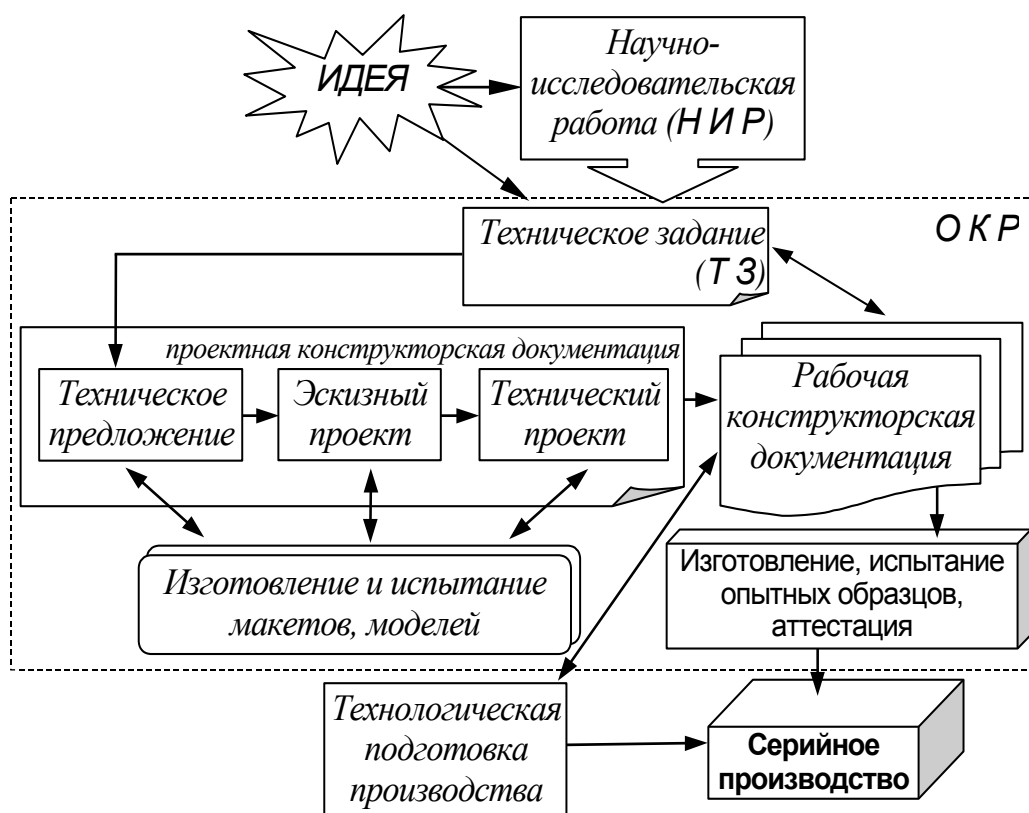


Рис. 1.3. Схема разработки конструкторской документации и подготовки изделия к серийному производству



На каждой стадии проходит поэтапное доведение конструкции изделия до соответствия требованиям ТЗ, а на этапе подготовки рабочей документации – и условиям установившегося выпуска изделий со стабильными показателями качества. Эта «доводка» осуществляется по результатам изготовления и испытания макетов, моделей, а далее – и опытных образцов изделия, и проверки разработанных технологических процессов и оснастки, их состоятельности в условиях серийного производства.

*б. Отработка технологичности конструкции изделия.*

Одной из важнейших функций конструкторской подготовки производства является обеспечение *технологичности* конструкции изделия – совокупности свойств изделия, определяющих соответствие его конструкции достижению минимальных затрат при производстве, эксплуатации и ремонте для заданных показателей качества, объема выпуска и условий выполнения работ.

Путь от идеи до готового изделия должен быть максимально коротким. Это способствует обеспечению конкурентных преимуществ выпускающей продукцию предприятия.

В процессе разработки новых изделий всегда возникает необходимость в опытных образцах или *моделях – прототипах* изделия.

Имея прототип изделия (деталей, узлов) возможно:

- повысить эффективность работы маркетинговых и рекламных служб предприятия;
- облегчить дизайнерам оценку эстетических и эргономических качеств изделия;
- использовать модели для изготовления литейных форм и т. д.

Изготавливают прототипы обычно путем лезвийной обработки (точением, фрезерованием и т. п.) заготовок из пластмасс, дерева или других легкообрабатываемых материалов на станках с ЧПУ либо поручают эту работу высококвалифицированным «модельщикам».

Несколько лет назад началось промышленное применение технологии *быстрого прототипирования*, которая позволяет качественно и быстро изготавливать модели новых изделий, узлов, деталей.

Быстрое прототипирование – это процесс послойного построения физической модели (прототипа) в соответствии с геометрией САД-модели изделия.

Основное отличие этой технологии от традиционных методов изготовления моделей заключается в том, что модель создается *не отделением* «лишнего» материала от заготовки, а *послойным наращиванием* материала, включая входящие в модель внутренние полости и подвижные части.

Модели могут изготавливаться, в зависимости от применяемой в оборудовании технологии, из различных материалов: пластиков, жидких смол, специальных порошков и др. Процессы изготовления моделей автоматизированы и позволяют получать качественные модели, затрачивая на их изготовление часы, а не дни и недели.

Одна из технологий создания прототипов-моделей заключается в послойной укладке разогретой полимерной нити в соответствии с геометрией модели детали, разработанной в САД-системе. Специальная программа оптимально ориентирует модель, разбивает ее на горизонтальные сечения (слои) и рассчитывает пути перемещения головки, укладывающей нить. При необходимости автоматически генерируются удаляемые впоследствии опорные элементы (поддержка) для формирования нависающих фрагментов модели.

Головка выстраивает геометрию модели-прототипа, выдавливая через фильеру полимерную нить, нагретую до 270 °С. Вторая фильера выстраивает поддержку. Слои наращиваются один за другим вплоть до завершения построения модели.

Быстрое прототипирование позволяет предприятиям значительно снизить временные и финансовые затраты на подготовку изделия к производству.

## **1.2. Этапы проектирования изделия**

Создание нового изделия является чрезвычайно сложным процессом и включает в себя многие мероприятия – от составления технического задания на изделие до запуска его в серию. Разделение проектирования на последовательные этапы является в известной мере условным, поскольку в процессе проектирования пересматривают и уточняют ранее принятые решения.

Характерными признаками проектирования, например станка как сложной системы, являются неопределенность и многовариантность. Однако каждый из последующих этапов проектирования последовательно уменьшает неопределенность и число вариантов проектной задачи. Основными принципами, обеспечивающими решение задачи проектирования, являются последовательность и итерационность. Последовательность заключается в строгой очередности выполнения этапов проектирования, а итерационность – в корректировке проектных решений, полученных на предыдущих этапах проектирования, исходя из результатов, полученных на последующих этапах.

Ниже рассмотрены основные этапы проектирования новых изделий или технологических систем.

*Техническое задание* обосновывает те новые качества, которыми

должно обладать проектируемое изделие. Оно устанавливает основное назначение проектируемого изделия, обосновывает целесообразность его создания и регламентирует основные технические характеристики.

Фрагменты технического задания на разработку промышленного робота приведены в Прил. 1.

*Техническое предложение* уточняет и развивает техническое задание и состоит из совокупности конструкторских документов, необходимых для дальнейшего проектирования. Базируясь на исходных данных и предпроектной проработке технического задания, обосновывают и уточняют технические характеристики: диапазоны нагрузок и скоростей привода главного движения, приводов подач и вспомогательных перемещений. Выбирают двигатели для всех движений и обосновывают их рациональную мощность. На этом этапе выбирают окончательный вариант компоновки оборудования, пользуясь результатами синтеза и оптимизации вариантов компоновок; разрабатывают принципиальные схемы: кинематическую, гидравлическую, пневматическую, электрическую и др.; определяют общие габаритные размеры.

*Эскизный проект* содержит предварительную конструкторскую проработку всех основных узлов и является развитием технического предложения. Он базируется на анализе различных вариантов возможных конструкторских решений, результатах расчетов, оптимизации важнейших параметров и характеристик проектируемого оборудования.

Исходными данными для проектирования являются параметры режимов обработки (значения скоростей, припусков, подач), массы обрабатываемых деталей и требования к точности их изготовления при осуществлении заданных технологических процессов. Конструкцию и размеры перемещаемых узлов станка определяют также силы инерции (возникающие на ускоренных ходах) и силы трения (возникающие в направляющих и кинематических парах).

При конструировании станка, его узлов и систем следует максимально использовать стандартные и унифицированные детали, механизмы и элементы, что удешевляет проектируемый станок.

Каждое конструкторское решение должно быть обосновано с точки зрения технологичности изготовления и сборки, надежности, удобства эксплуатации, ремонтпригодности и т. д.

*Технический проект* включает окончательную конструкторскую проработку всех узловых чертежей, схем станка и его общих видов. На этом этапе проводят все виды уточненных и поверочных расчетов, оптимизируют все необходимые параметры узлов и систем изделия. Технический проект должен содержать все исходные данные, необходимые для разработки комплекта технической документации.

*Разработка рабочей документации* – завершающий этап проек-

тирования. Он включает разработку рабочих чертежей всех оригинальных деталей и формирование технических требований на их изготовление, составление технологической документации, корректировку (в случае необходимости) технического проекта, составление спецификаций оригинальных и покупных (комплектующих) деталей, составление паспорта станка, карты технического уровня, инструкции по эксплуатации и ряда других документов. Рабочая документация должна содержать все данные, необходимые для изготовления изделия.

### 1.3. Методы конструирования

Методы решения конструкторских задач можно представить в соответствии с предложенной (рис. 1.4.) классификацией в [1].

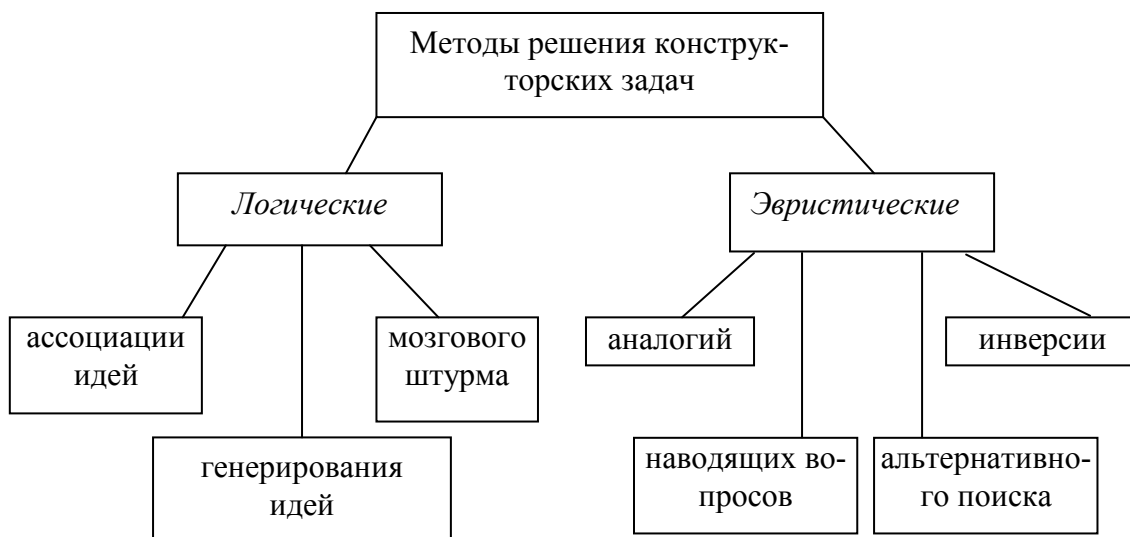


Рис. 1.4. Классификация методов решения конструкторских задач

#### 1.3.1. Логические методы конструирования

*Методы ассоциации и генерирования идей.* Творческий процесс, как правило, связан с формированием на основе практического опыта и интуиции разработчика множества возможных технических решений и отысканием среди этого множества тех решений, которые удовлетворяют определенным, наперед заданным критериям. Процесс, в результате которого находятся искомые решения, называют формированием идей. Для поиска полезных вариантов технических решений среди множества возможных широко используют методы ассоциации и генерирования идей.

*Метод ассоциации идей* основан на совокупности использования возможностей органов чувств человека (слуха, зрения, осязания) и его

мыслительных способностей для формирования искомых технических идей.

Сущность формирования идей с использованием метода ассоциации заключается в следующем.

Наблюдая, слушая или осязая реально существующий объект, конструктор способен отойти от его реального образа и представить в своем воображении другой объект, имеющий определенное сходство с наблюдаемым объектом и в то же время отличающийся от него некоторыми признаками. Набор этих признаков может быть частично связан с теми задачами, которые поставлены перед конструктором, а частично может не быть связан непосредственно с этими задачами, но может ассоциироваться (быть связанным) с теми процессами и явлениями, которые он наблюдал ранее или наблюдает в данный момент. Оригинальная и ценная идея фиксируется и используется для последующей проработки.

В процессе наблюдения и формирования идеи конструктор анализирует свойства наблюдаемого и воображаемого объектов и путем логических рассуждений и прямого сопоставления этих свойств принимает нужные решения.

При анализе свойств наблюдаемого объекта конструктор, как правило, выдвигает перед собой различные вопросы, например:

- что в конструкции объекта обладает явными недостатками и должно быть изменено;
- какие конструктивные решения целесообразно повторить в новом объекте полностью и какие частично;
- можно ли применить данный объект в новых условиях;
- можно ли получить масштабную (увеличенную или уменьшенную) модификацию объекта;
- можно ли изменить внешний вид, компоновку или принцип действия изделия, заменить материалы, покрытия и т. п.

Поиск ответов на эти вопросы и позволяет воспроизвести искомый образ объекта.

*Метод генерирования идей* основан на систематизации данных развития определенного вида техники в прошлом и логическом анализе этих данных с целью прогнозирования возможных путей развития этого вида техники в будущем.

В качестве средств генерирования идей могут использоваться диаграммы и матрицы идей или так называемая «мозговая атака» (метод мозгового штурма).

*Метод мозгового штурма* представляет собой совокупность приемов получения новых идей путем творческого сотрудничества от-

дельных членов организованной группы при решении рассматриваемой технической проблемы.

Важным условием успешной работы группы является концентрация внимания ее членов исключительно на рассматриваемой проблеме, независимость суждений каждого из них, свободное выражение идей каждым членом группы. Полностью исключается давление на высказываемые идеи со стороны других членов группы, в то же время всячески приветствуются стремления развивать идеи своих коллег, строить одну идею на основе другой и комбинировать эти идеи в различных сочетаниях.

Принято считать, что наилучшие результаты получают тогда, когда группа работает в составе пяти – десяти человек, а работа группы длится не более часа.

### **1.3.2. Эвристические методы конструирования**

Эвристические методы повышают возможности поиска рациональных технических решений в тех случаях, когда логические методы, обеспечивающие получение решений путем дедукции, оказываются для этого недостаточными.

В эвристических методах определяющее значение имеют ассоциативные способности, интуитивное мышление и способы управления мышлением. Особенно это относится к интуитивному мышлению, которое существенно отличается от мышления, опирающегося на логические действия.

К эвристическим методам причисляют всевозможные упорядоченные в какой-то мере правила и рекомендации, помогающие при решении задач без предварительной оценки результата.

Одним из простейших *эвристических методов*, направляемых на упорядочение хода мышления и поиска решения в простой ситуации, является *метод элементарных вопросов*. Этот метод основан на постановке элементарных, но важных вопросов типа: что? где? почему? на что похоже? для чего? каким образом? и т. п. В результате постановки элементарного вопроса и ответа на него и находится искомое решение.

В сложной ситуации, когда между множеством взаимосвязанных явлений существует цепь причинно-следственных связей, особенно эффективен метод *наводящих вопросов*. При использовании этого сложного метода задается цепь взаимосвязанных вопросов, а поиск рационального решения осуществляется в режиме «вопрос – ответ», причем по мере получения ответов на промежуточные вопросы причина и следствие, как правило, меняются местами, а ответ на заключительный вопрос приводит к искомому решению. В результате удается выявить конст-

руктивные недостатки выпускаемых изделий, наметить пути внесения усовершенствований и модернизации конструкций.

*Методы аналогий* основываются на естественном стремлении человека к подражанию, т. е. к воспроизведению в создаваемых им технических объектах особенностей предметов, процессов и явлений окружающего мира, а также умственных способностей и физических возможностей собственного организма. Стремление к установлению и учету сходных черт и различий человека, создаваемых им орудий труда, живой природы и предметов окружающей среды сопровождало человека на всех этапах его творческой деятельности. Не случайно до сих пор проводятся аналогии между летательным аппаратом и птицей, роботом и рукой человека, кибернетическим устройством и способностями человеческого организма.

Известно большое разнообразие методов аналогий. Приведем некоторые из них с примерами [1].

*Метод конструктивного подобия* заключается в получении технических объектов, аналогичных существующим, путем реализации принципа геометрического (линейного, плоскостного или объемного) подобия либо масштабного воспроизведения основных компонентов существующих объектов. Разновидностями метода конструктивного подобия являются «принцип матрешки» (обеспечение объемного подобия изделий), метод базового проектирования и др.

**Пример.** Семейства изделий (дизелей, автомобилей и др.) аналогичного назначения, построенные по единой конструктивной схеме или основанные на единой конструктивной базе.

*Метод реинтеграции* (метод нити Ариадны) заключается в создании нового сложного технического объекта по аналогии с относительно простым техническим объектом или с его одним, особо значащим, компонентом.

**Пример.** Реактивный двигатель Ф. Цандера, созданный им по аналогии с паяльной лампой (1930 г.).

*Методы альтернативного поиска* основаны на комплексном использовании в процессе поиска конструктивного решения таких приемов конструирования, которые образуют альтернативные пары вида «прием – антиприем». К распространенным в конструкторской практике альтернативным парам приемов, например, относятся:

- увеличение – уменьшение;
- гиперболизация – миниатюризация;
- макроидеализация – микроидеализация.

Каждая приведенная альтернативная пара приемов, применяемых комплексно, образует соответствующий вид метода альтернативного поиска: метод последовательных приближений (увеличение – уменьше-

ние), метод масштабных преобразований (гиперболизация – миниатюризация) и метод идеализации (макроидеализация – микроидеализация).

*Методы инверсии* играют важную роль в техническом творчестве. Они предусматривают поиск технических решений в направлениях, существенно отличных, как правило, противоположных принятым в конструировании аналогичных объектов.

*Инверсия* (от лат. *inversio* – перестановка) технических решений осуществляется различными методами. Разнообразие методов инверсии обусловлено различием признаков изделия, подвергаемых инвертированию, а также разнообразием используемых для этого способов поиска новых технических решений.

Например, *метод инверсии энергии* позволяет преобразовать энергию одного и того же вида из одной формы в другую.

**Пример.** Инверторы, преобразующие постоянный электрический ток в переменный в электрических установках; выпрямительные устройства, преобразующие переменный ток в постоянный.

*Метод инверсии рабочих процессов* заключается в целесообразном изменении направленности или характера протекания рабочего процесса, реализуемого техническим объектом при его функционировании.

**Пример.** Технические устройства, преобразующие асинхронные процессы в синхронные, возвратно-поступательные движения во вращательные и наоборот; реверсоры, изменяющие направление движения изделия или его рабочего органа на противоположное; устройства, преобразующие побочные вредные процессы в силовых установках в полезные (обогрев рабочего помещения за счет использования тепла выхлопных газов, использование энергии выхлопных газов для трубноадува) и т. п.

*Метод инверсии расположения объекта* заключается в изменении пространственного положения технического объекта без существенного изменения его конструкторского исполнения и принципа действия.

**Пример.** Замена токарных станков горизонтального типа с вращающейся планшайбой станками вертикального типа с неподвижной планшайбой, позволяющими обрабатывать крупногабаритные детали.

Некоторые другие примеры инверсии приведены на рис. 1.5. В схеме I (рис. 1.5, а) боек коромысла 4 плоский, тарелка толкателя 5 – сферическая, в схеме II – наоборот. Инверсия устраняет поперечные нагрузки на толкатель. Боек можно выполнить цилиндрическим, что обеспечивает линейный контакт (в схеме I – точечный).

Схема II (рис. 1.5, б) выгоднее по условиям смазки. Схема II (рис. 1.5, в) повышает прочность резьбового соединения: податливость бо-



бышки у начальных витков способствует более равномерному распределению нагрузки по виткам.

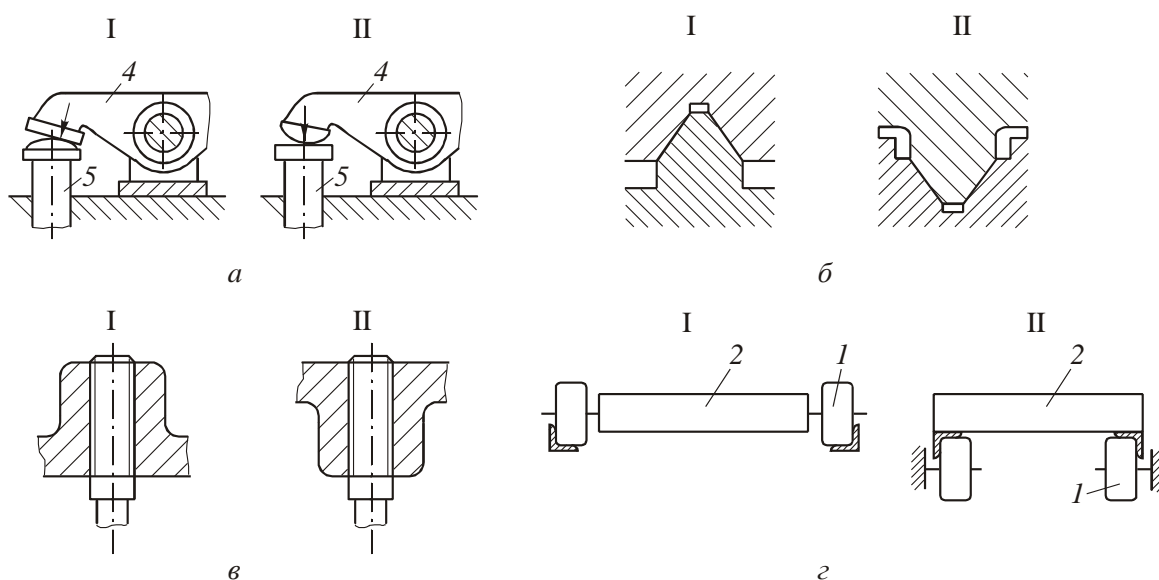


Рис. 1.5. Примеры инверсии механизмов, узлов

Ролики *1* на схеме *I* закреплены на тележке и перемещаются по плоским направляющим (рис. 1.5, *г*). В схеме *II* тележка *2* перемещается по установленным с возможностью вращения роликам *1*, что снижает вероятность попадания сора на направляющие.

#### **1.4. Художественное проектирование изделий. Основные понятия**

Общие требования к проектируемым и изготавливаемым изделиям можно сформулировать следующим образом [12].

*Функционально – конструктивные требования*, заключающиеся в соответствии формы изделия, в частности, оборудования его функциональному назначению и конструктивной целесообразности.

*Эргономические требования*, определяющие оптимальные условия труда человека-оператора, и согласование его возможностей с параметрами оборудования. Это означает, что оборудование следует проектировать с учетом антропометрических характеристик, биомеханических, психофизиологических и психических свойств человека-оператора. К рабочему месту человека-оператора и к оборудованию в целом предъявляются следующие требования:

- оно должно обеспечить простую и естественную позу человека-

оператора при выполнении им рабочих функций;

- оно должно иметь достаточное рабочее пространство, позволяющее человеку-оператору осуществлять все необходимые движения и манипуляции при управлении работой оборудования;

- его следует проектировать с учетом удобства обзора всех функционально важных узлов и элементов оборудования;

- оно должно обеспечить условия для оперативного обслуживания оборудования и его профилактики;

- оно должно иметь оптимальную и равномерную освещенность (особенно на лицевых панелях) и исключать затемненность;

- оно должно располагаться относительно других рабочих мест в соответствии с ГОСТ 21958-76;

- оно должно быть оснащено пультами управления, спроектированными в соответствии с ГОСТ 23000-78.

*Эстетические требования* – требования, определяющие художественный уровень изделия, оцениваемый по признакам композиционного единства, конструктивной целесообразности, гармоничности, законченности и соразмерности (масштабности) его формы в целом и форм отдельных его частей, общего цветового решения, а также соответствия прогрессивным общественным тенденциям в художественной организации окружающей человека среды.

*Социально - экономические требования* – это требования, определяющие общественно-необходимую номенклатуру, исходя из условий наиболее полного обеспечения промышленности этим оборудованием при оптимальном соотношении его видов. Это также требования, способствующие облегчению условий труда, развитию эстетического отношения к процессу труда и его результатам, эстетическому воспитанию и гармоническому развитию личности.

Проблема взаимодействия человека и современной техники является одной из основных проблем современного машиностроения, практики проектирования и эксплуатации машин. Она имеет ряд аспектов, основные из которых связаны с анализом соответствия машин антропометрическим, биомеханическим, психофизиологическим и психическим свойствами человека – оператора, а также его естественной потребности в общении с эстетически совершенными предметами.

Некоторые из этих аспектов рассматриваются в научной дисциплине – *эргономике*.

Общие эргонометрические требования к органам управления приведены в ГОСТ 22614-77.

Ниже рассмотрены некоторые признаки эстетических требований.

Форма проектируемого изделия должна обладать целым рядом специфических свойств, характерных для высокоорганизованной ком-

позиции. Такая форма всегда целостна, ее элементы должны быть уравновешены, едины по характеру, пропорциональны, масштабны и только в этом случае форма несет определенную образную информацию.

Значимость того или иного свойства композиции неодинакова для различных изделий, но перечисленные выше свойства обязательны для всех. Гармония нарушается, если форма утратит хотя бы одно из них.

Основными средствами композиции, используемыми для создания гармоничной целостности формы станка, т. е. формы, которая возникает в результате соподчинения всех частей целого, являются масштаб, метрический повтор, ритмический порядок, пропорции, отношение, тождество, нюанс, контраст.

*Пропорции* выражают количественную взаимосвязь частей и целого, выступающую в виде различных математических отношений и проявляющуюся в закономерности строения форм. Пропорции бывают арифметические (модульные), где взаимосвязь частей и целого выражена повторением единого заданного размера (модуля), и геометрические, основанные на геометрическом подобии элементов формы.

Для обеспечения соразмерности конструктивных элементов следует использовать систему предпочтительных пропорций.

Система предпочтительных пропорций является прямым развитием и продолжением международной системы предпочтительных чисел.

При композиционном построении формы станка необходимо в первую очередь устанавливать группу размеров, определяющую конструктивно - технологические и эксплуатационные характеристики станка, например:

- размеры, связанные с антропометрическими данными оператора;
- размеры основных функциональных узлов;
- размеры применяемых стандартных и унифицированных деталей, узлов и блоков;
- присоединительные размеры;
- размеры, определяющие стилевые признаки оборудования.

Пропорции в композиции станков и других промышленных изделий выступают в неразрывном единстве с другим важнейшим средством гармонизации формы промышленных изделий – масштабностью.

*Масштабность формы* изделия и его частей проявляется в соразмерности или относительном соответствии тем элементам, размеры и размещение которых определяются антропометрическими данными человека-оператора (переключатели, маховики, смотровые окна и т. д.), которые являются «указателями масштаба».

Поиск масштабных соотношений в художественном конструировании осуществляется двумя способами:

– заданы основные габариты будущего изделия, и тогда ищут на модели и чертежах масштабную характеристику, которая соответствовала бы заданной величине изделия;

– заданы элементы формы, характер членений, и тогда в соответствии с ними подбирают оптимальные размеры изделия.

*Метрическим рядом* (порядком) называют расположение одинаковых форм на равных интервалах. Ритмический ряд образуется при закономерном убывании или возрастании элементов формы или интервалов.

Метрический и ритмический ряды создают впечатление организованности и порядка.

Тождество, нюанс и контраст используются как специфические средства композиции, существенно усиливающие выразительность формы станков и других промышленных изделий.

*Тождество* – полная аналогия формы, размеров и других качеств элементов формы.

*Нюанс* – незначительное различие.

*Контраст* – значительное различие в форме, размере или другой характеристике двух, а иногда и более элементов изделия.

Различают следующие виды контрастов:

- контраст массы (тяжелый элемент вблизи легкого);
- контраст формы (острое ребро вблизи закругленного);
- контраст размера (широкая и узкая поверхности, короткая и длинная полосы);
- контраст яркости (светлая и темная поверхности);
- контраст цвета (белые и черные полосы);
- контраст направления (горизонтальные и вертикальные полосы, наклон слева направо и справа налево);
- контраст материалов (коррозионно - стойкая сталь и бетон);
- контраст фактуры самого материала (гладкая и шероховатая поверхности, блестящая и матовая поверхности).

*Симметрия* – одно из наиболее ярких и наглядно проявляющихся свойств композиции. Симметрия означает принцип организации элементов композиции, при котором взаимное размещение таково, что присутствуют ось симметрии, центр симметрии и плоскость симметрии.

Примером абсолютных симметрий могут служить геометрические фигуры: равнобедренный треугольник (одна ось симметрии), прямоугольный треугольник (две оси симметрии), равносторонний треугольник (три оси симметрии) квадрат (четыре оси симметрии), куб (девять плоскостей симметрии) и т. д.

Форма станков, машин и другого оборудования, как правило, имеет отступления от симметрии, вызванные условиями их функциониро-

вания, а следовательно и особенностями конструкции.

Асимметрия человеческого тела накладывает отпечаток на компоновку станков. Например, органы управления располагают, как правило, на правой стороне, наиболее важные индикаторы, требующие постоянного внимания, – по возможности в верхней левой части панели.

В конструировании станков для выявления формы используют как симметрию, так и асимметрию. С законами симметрии и асимметрии неразрывно связаны два наиболее общих принципа построения формы – статичность и динамичность.

*Статичная форма* характеризуется уравновешенностью объемов, горизонтальным и вертикальным линейным построением, нейтральным ритмом элементов. Статичны по своей форме и большинство станков, хотя они и обладают внутренней динамикой.

*Динамичная форма* характеризуется диагональной направленностью доминирующих линий, изменяющимся ритмом расположения элементов, асимметрией.

*Как правило, композиция промышленного изделия основывается на сочетании симметрии и асимметрии.* Так, станина станка выполняется всегда с учетом закономерностей симметрии в статической композиции, подвижные части станка – в соответствии с закономерностями асимметрии в динамической композиции.

Обусловленное конструкцией и композиционными приемами сочетание различных геометрических элементов формы изделия определяет специфику объемно-пространственной структуры этого изделия.

*Объемно-пространственная структура* является одной из основных категорий композиции и отражает взаимодействие двух компонентов, участвующих в построении формы, – объемов и пространств. Объемно-пространственная структура связана с другой основной категорией композиции – тектоникой.

*Тектоникой* называют зримое отражение в форме изделия работы его конструкции и организации материала. Понятие «тектоника» неразрывно связывает две важнейшие характеристики промышленного изделия – его конструктивную основу и форму во всех ее сложных проявлениях (пропорциях, метрическом ритме, контрасте и т. д.).

Под *конструктивной основой* понимают структуру несущей части конструкции, характер распределения главных сил, отношение масс, организацию конструкционных материалов и т. п.

Все элементы композиции станка должны быть расположены так, чтобы достигался эффект зрительного равновесия всех его частей. При этом следует учитывать особенности зрительного восприятия. Так, при равных объемах больший «зрительный вес» имеют элементы, в которых отношение размеров по трем координатам приближается к единице или

равно ей (куб, шар), меньший – элементы, которые по соотношению размеров приближаются к линейным.

При несоблюдении принципа равновесия элементов композиции последняя кажется неустойчивой, случайной и вид ее раздражает наблюдателя.

*Цвет* в художественном конструировании станков и других промышленных изделий используют как средство целостного объединения рабочего места оператора или дробления его элементов, стимуляции гигиены, улучшения освещенности, создания различных термических иллюзий, психологических воздействий, пластичности формы изделий и его тектоники, гармонизации интерьера, информации об опасности или безопасности, маскировки и т. п.

Рациональное решение этих вопросов позволяет создать определенный «цветовой климат», влияние которого на работу и эмоции человека очень велико.

Решающим факторами в выборе цвета являются характер трудового процесса и требования к зрительному аппарату работающего. В зависимости от этих требований рекомендуется применять для окраски станков следующие цвета и их сочетания:

- при работе с повышенными физическими нагрузками преимущественно «холодные» цвета: голубой, серо-голубой, зелено-голубой, серо-зеленый, а также цвета подобных оттенков малой насыщенности;

- при работе, где требуется постоянная сосредоточенность и повышенная физическая нагрузка, а также при однообразных операциях – «холодные» цвета, контраст между которыми может быть повышен благодаря более высокой насыщенности;

- при работе, сопровождающейся периодическими повышенными физическими нагрузками, а также при работе, когда темп определяется самим работающим, – «теплые» цвета: красный, оранжевый, желтый, коричневый и их оттенки;

- при работе, требующей постоянного внимания и сосредоточенности при нормальной физической нагрузке, – как «теплые», так и «холодные» цвета в малоконтрастных сочетаниях.

Оптимальные условия восприятия элементов рабочей зоны в основном зависят от цветового восприятия фона обрабатываемой детали, органов управления станков, рабочих органов и средств контроля за работой станка.

Фон обрабатываемых деталей должен иметь определенный цвет, зависящий от цвета деталей. Если материалы деталей разноцветны (например, на универсальных станках), то для создания фона целесообразно выбирать наиболее нейтральные цвета, например оттенки теплого серого; сталь, алюминий, чугун имеют холодные, голубовато-серые от-

тенки, и в качестве фона для обработки их поверхности рекомендуется использовать бежевые цвета с желтоватым оттенком. Для латуни, меди лучше подбирать цвета фона в гамме холодного серого или голубовато-синего. Для создания цветового комфорта при работе на металлорежущих станках рекомендуется применять специальные экраны, при этом должен учитываться характер освещения изделия и экрана, уровни освещенности и т. д.

При выборе окраски элементов, определяющих пространственное решение формы станка, необходимо учитывать следующие композиционные особенности формы:

- чем больше габаритные размеры, тем светлее должна быть окраска;

- при наличии четкой и строгой конфигурации станки лучше окрашивать в малонасыщенные и светлые тона, при округлой и нечеткой конфигурации – в относительно более насыщенные цвета;

- несущие части станка следует окрашивать в более темные цвета, чем остальные части конструкции;

- большую высоту или длину можно зрительно уменьшить, располагая границы между различными цветами на сочленениях элементов формы;

- подбором цветовых сочетаний по яркости и насыщенности можно зрительно улучшить пропорциональный строй и равновесие формы;

- учитывая определенные зрительные иллюзии, можно зрительно приблизить к наблюдателю одни поверхности, использовав для их окраски теплые хроматические цвета (красный, оранжевый, желтый) или светлые ахроматические (белый, светло-серый), и отдалить другие, использовав холодные хроматические цвета (зеленый, голубой, синий, фиолетовый) или цвета темные ахроматические (черный и близкие к нему).

Лицевая панель пульта управления должна отличаться цветом от ее элементов, а также от элементов, определяющих объемно-пространственное решение формы станка.

При выборе цвета для средств отображения информации и органов управления необходимо учитывать функциональные значения цветов. Так, красный цвет является запрещающим (предупреждает о перегрузке, возможной аварии при неправильном действии, нарушении технологического процесса и т. п.); зеленый цвет является разрешающим (означает нормальный режим работы, включенное положение механизма, готовность к работе и т. п.); желтый цвет является сигналом «внимание» (означает включенное положение механизма, предупреждение о начале действия механизма и т. п.).

## 2. МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ

*Описаны базовые узлы и детали металлорежущих станков, даны элементы расчета жесткости базовых деталей, примеры конструкций направляющих качения и скольжения, конструкции привода главного движения с техническими требованиями и механизмов автоматического переключения частот вращения шпинделя, сведения об устройстве механизма автоматического зажима инструмента, об универсальных приводах и механизмах подачи.*

В настоящей главе приведены конструкции и элементы расчета некоторых узлов и механизмов станков. Из всего разнообразия конструкций выбраны наиболее универсальные элементы: коробка скоростей и механизм управления (переключения частот вращения), шпиндельный узел, направляющие, механизм зажима инструмента, привод подачи.

Требования к отдельным узлам, сравнительный анализ вариантов компоновки, рекомендации по улучшению конструкции, уменьшению радиальных и осевых размеров и т. п. изложены в специальной литературе (см., например, [2]).

### **2.1. Базовые узлы и детали металлорежущих станков**

Базовые узлы и детали металлорежущих станков служат для создания требуемого пространственного размещения узлов, несущих инструмент и обрабатываемую деталь, и обеспечивают точность их взаимного расположения под нагрузкой. Совокупность базовых деталей образует *несущую систему станка*. К базовым деталям относят станины, основания, колонны, стойки, поперечины, ползуны, траверсы, столы, каретки, суппорты, планшайбы, корпуса шпиндельных бабок и т. п. (рис.2.1).

Одним из важных элементов базовых деталей являются направляющие.

Направляющие обеспечивают правильность траектории движения заготовки и (или) инструмента и точность перестановки узлов. Во многих случаях направляющие выполняют как одно целое с базовыми деталями. Базовые детали и направляющие должны иметь:

- первоначальную точность изготовления всех ответственных поверхностей для обеспечения требуемой геометрической точности



станка;

- высокую жесткость, определяемую контактными деформациями подвижных и неподвижных стыков, местными деформациями и деформациями самих базовых деталей;
- высокие демпфирующие свойства, т. е. способность гасить колебания между инструментом и заготовкой от действия различных источников вибраций;
- долговечность, которая выражается в стабильности формы базовых деталей и способности направляющих сохранять первоначальную точность в течение заданного срока эксплуатации.

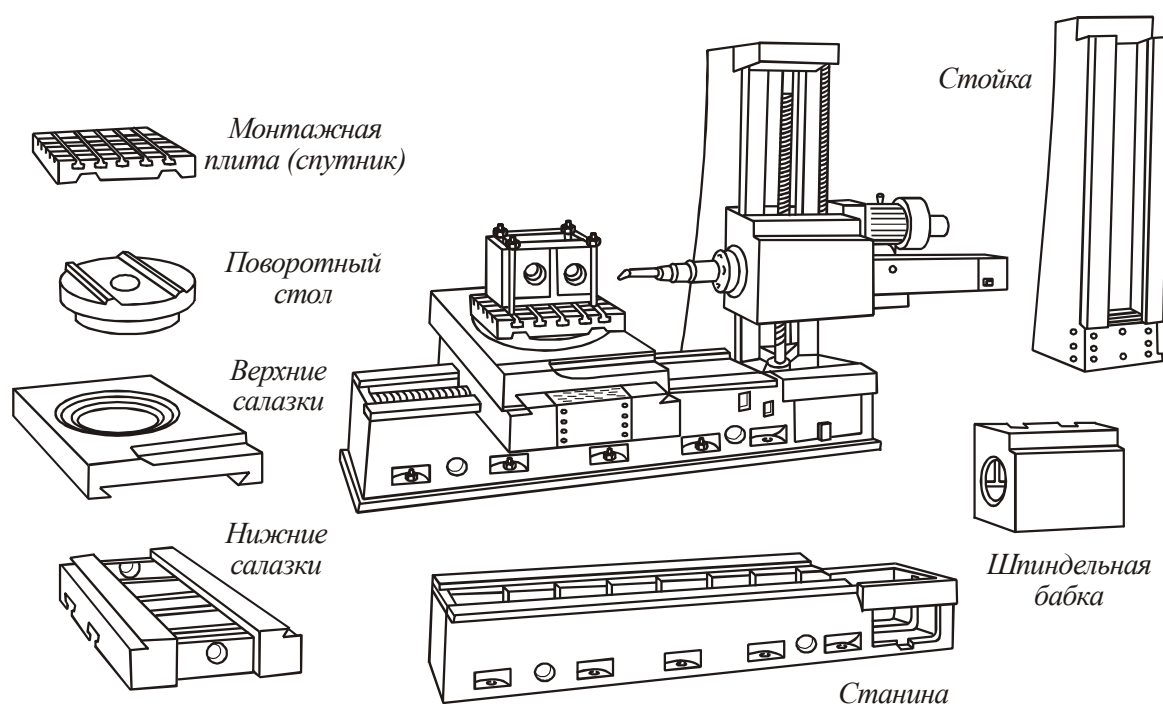


Рис.2.1. Базовые узлы и детали фрезерно – расточного станка

Кроме того, базовые детали должны иметь малые температурные деформации, из - за которых могут произойти относительные смещения между инструментом и заготовкой. Направляющие также должны обладать малой величиной и постоянством сил трения, так как от этого зависит точность позиционирования узлов станка. Перечисленные основные требования, предъявляемые к базовым деталям и направляющим станков, могут быть удовлетворены при правильном выборе материала и конструктивными принципами, которые являются общими, несмотря на многообразие форм.

Конструирование базовых деталей – это поиск компромиссного решения между противоречивыми требованиями: создание конструкций жестких, но имеющих малую массу; простых по конфигурации, но

обеспечивающих высокую точность; дающих экономию металла, но учитывающих возможности литейной технологии при проектировании литых конструкций и возможности технологии сварных конструкций. Конструирование базовых деталей во многом опирается на богатый опыт, накопленный за долгие годы как в нашей стране, так и за рубежом.

*Жесткость* базовых деталей во многом определяет точность обработки.

Жесткость отдельных базовых деталей определяется собственной их жесткостью на изгиб, кручение, сдвиг и т. п., а жесткость соединений элементов характеризуется отношением нагрузки  $P$  к соответствующему относительному перемещению  $\delta$  в стыке:

$$j = \frac{P}{\delta};$$

изгибная и крутильная жесткость

$$j_{\text{изг}} = \frac{P}{f}; \quad j_{\text{кр}} = \frac{M}{\theta_1},$$

где  $f$  – вызываемая силой деформация;  $M$  – крутящий момент;  $\theta_1$  – угол закручивания на единицу длины.

Приближенный расчёт на жесткость предполагает следующие упрощения:

- все силовые факторы сводятся к сосредоточенным силам, т. е. распределенные нагрузки заменяют равнодействующими силами;
- базовые детали имеют стенки постоянного сечения;
- все рассчитываемые детали рассматривают как брусья, пластины или коробки соответствующей приведенной жесткости.

Для расчёта базовых деталей составляют расчетную схему (рис.2.2) с действующими нагрузками. Определяют деформации с использованием приближенных формул. Например, прогиб в середине пролета двухопорной балки

$$f = \frac{PL^3}{48(EJ)_{\text{пр}}},$$

а прогиб свободного конца балки с заделанным концом

$$f = \frac{PL^3}{3(EJ)_{\text{пр}}},$$

где  $P$  – поперечная сила соответственно в середине пролета или на кон-

це заделанной балки, Н;  $L$  – длина рабочего участка балки, см;  $(EJ)_{пр}$  – приведенная жесткость балки на изгиб, Н·см<sup>2</sup>.

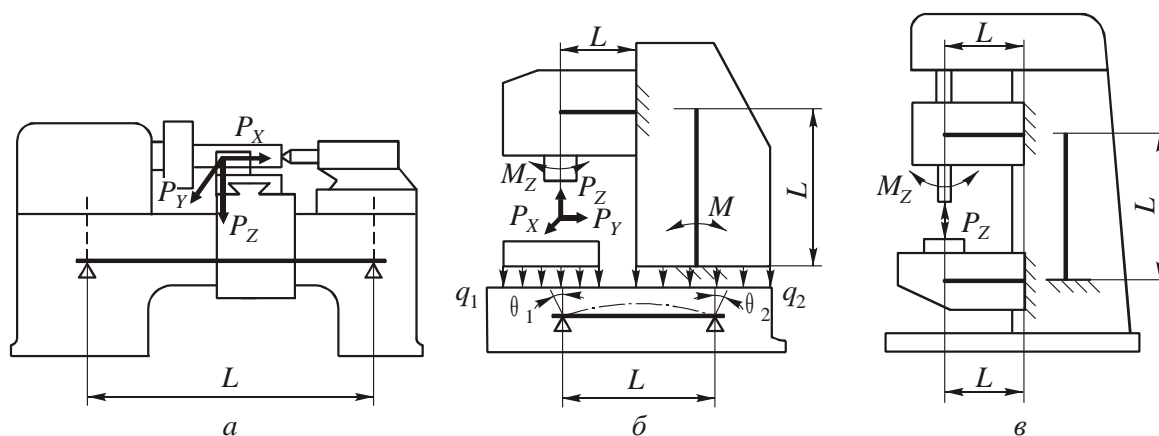


Рис. 2.2. Расчётные схемы базовых деталей станков:  
 $a$  – токарного;  $b$  – многооперационного;  $в$  – сверлильного

Угол закручивания балки от действия крутящего момента

$$\theta = \frac{M_k L}{(GJ_p)_{пр}}$$

где  $M_k$  – крутящий момент, Н·м;  $(GJ_p)_{пр}$  – приведенная крутильная жесткость.

В металлорежущих станках применяют *направляющие скольжения, качения и комбинированные*. Все типы направляющих имеют свои достоинства и недостатки, что и определяет область их применения.

По форме поперечного сечения наиболее распространены треугольные (призматические), прямоугольные (плоские), трапециевидные (типа ласточкина хвоста) и круглые направляющие (рис.2.3).

Сечения направляющих скольжения нормализованы; размеры сечения зависят от высоты направляющих  $H$ . Так, для треугольных направляющих с  $H=25$  мм  $H_1=2,5$  Н;  $b=0,2$  Н;  $B \approx 2,5$  Н.

Часто используют сочетания различных форм, например когда одна из направляющих выполнена прямоугольной, а другая треугольной или в виде половины трапециевидной формы. Каждая из форм может быть в виде охватывающих или охватываемых направляющих. Охватываемые направляющие плохо удерживают смазку, а охватывающие удерживают её хорошо, но нуждаются в надежной защите от загрязнений.

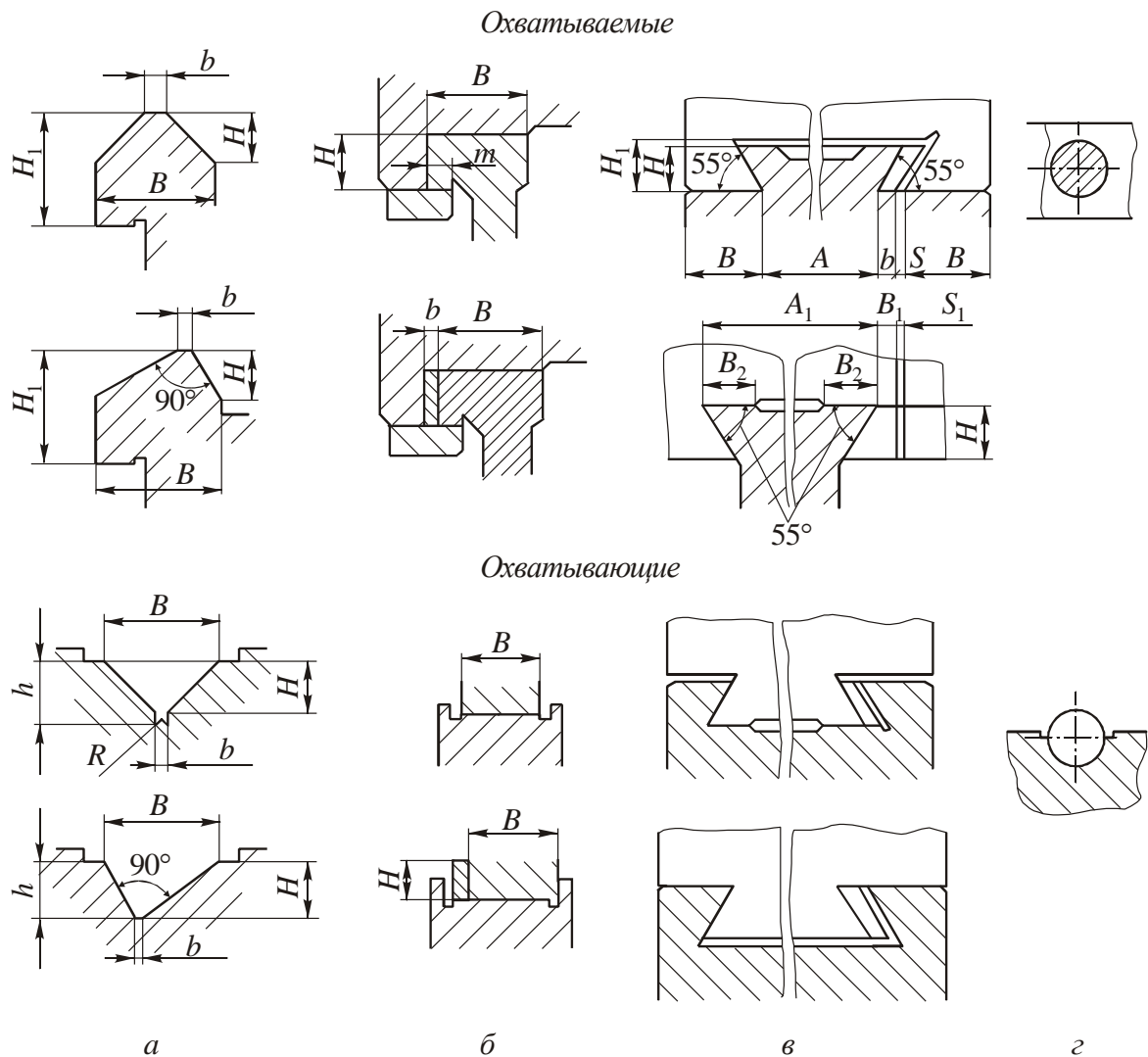


Рис.2.3. Конструктивные формы направляющих скольжения:  
 а – треугольные; б – прямоугольные; в – трапециевидные; г – круглые

Прямоугольные направляющие отличаются технологичностью изготовления и простотой контроля геометрической точности. Они находят все большее применение, особенно в станках с программным управлением, так как отличаются простотой и надежностью регулировки зазоров – натягов и способны воспринимать большие нагрузки. Треугольные направляющие обладают свойством автоматического выбора зазора под действием собственного веса узла, но угловое расположение рабочих граней усложняет их изготовление и контроль.

Расчёт направляющих скольжения ведут, исходя из обеспечения необходимой износостойкости и жесткости. Для обеспечения износостойкости ограничивают допустимые давления на рабочих гранях направляющих, а требования к жесткости лимитируют, задавая допустимые контактные перемещения.

Рекомендуемые максимальные давления на направляющих при малых скоростях равны 2,5...3,0 МПа, при больших – не более 1,0...1,2 МПа. Средние давления должны быть вдвое меньше максимальных.

Расчёт контактных перемещений  $\Delta$  определяют на основе допущения о том, что они прямо пропорциональны давлениям  $p$ :

$$\Delta = c \cdot p,$$

где  $c$  – коэффициент контактной податливости; ориентировочно  $c=10$  мкм·мм<sup>2</sup>/Н [8].

Направляющие качения имеют хорошие характеристики трения, обеспечивают равномерность и плавность движения при малых скоростях, точность установочных перемещений, длительно сохраняют точность; в них малое тепловыделение, их просто смазывать. Недостатками направляющих качения по сравнению с направляющими скольжения являются высокая трудоемкость изготовления, пониженное демпфирование, повышенная чувствительность к загрязнению.

Трение качения в направляющих может создаваться при свободном прокатывании шариков или роликов между движущимися поверхностями либо применением тел качения с фиксированными осями (рис.2.4).

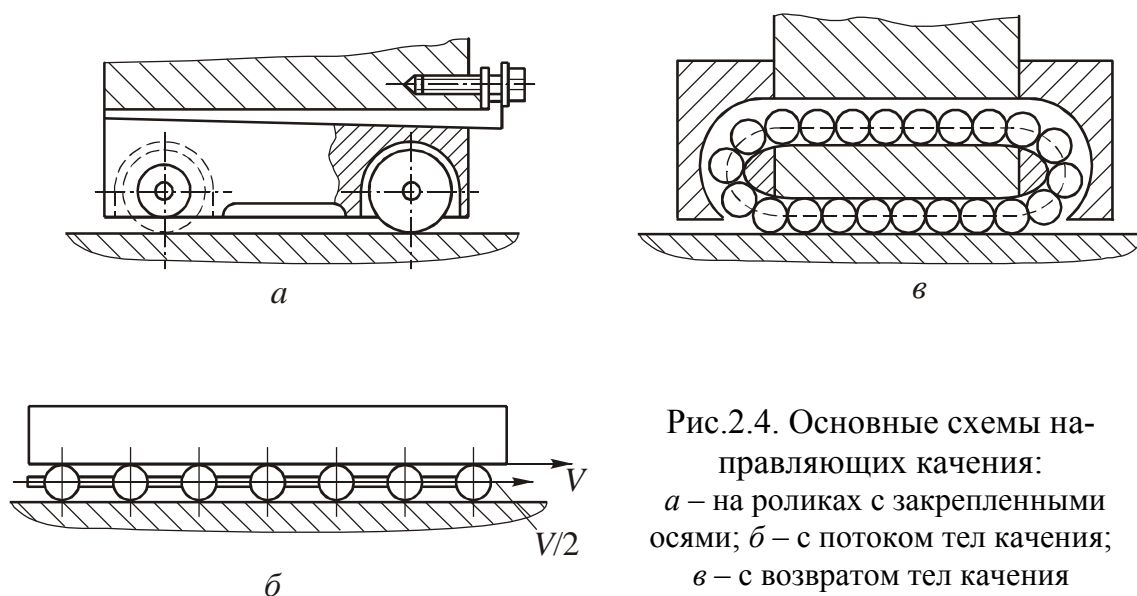


Рис.2.4. Основные схемы направляющих качения:  
*а* – на роликах с закрепленными осями; *б* – с потоком тел качения; *в* – с возвратом тел качения

Наибольшее распространение в металлорежущих станках имеют направляющие со свободным прокатыванием тел качения (рис.2.4, б, в), так как есть возможность разместить большее число тел качения в зоне контакта и обеспечить необходимые жесткость и точность движения. Конструкции без возврата тел качения (рис.2.4, б) применяют для малых

ходов (до 1 м), поскольку тела качения в 2 раза отстают от подвижного узла. Для равномерного размещения тел качения на направляющих служит сепаратор. При большой длине хода используют направляющие с циркуляцией шариков или роликов, которые свободно возвращаются на рабочую дорожку по каналу возврата (рис.2.4, в).

Материал и конструктивные формы направляющих качения сходны с направляющими скольжения. Однако для направляющих качения необходимы твердые и однородные рабочие поверхности. Чугун применяют сравнительно редко лишь при небольших нагрузках. В основном используют стальные закаленные направляющие.

Расчёт направляющих качения предусматривает проверку на предельно допустимую нагрузку по прочности поверхностного слоя.

Сила трения на одной грани направляющих (часть тягового усилия)

$$T = T_0 + \frac{f_n}{r} \cdot P_N,$$

где  $T_0=4...5$  Н – постоянная составляющая силы трения;  $f_n$  – коэффициент трения качения;  $r$  – радиус тел качения, см;  $P_N$  – сила, действующая на рабочую грань направляющей.

## 2.2. Механизмы привода главного движения

В станках используются два вида главного движения – вращательное (токарные, фрезерные, сверлильные и шлифовальные станки) и прямолинейное, обычно возвратно-поступательное (для строгания, протягивания).

Ниже рассмотрены признаки привода главного движения применительно к главному вращательному движению.

Основные требования к приводам главного движения [11]:

1. Обеспечение требуемого диапазона регулирования  $R_n$  частот вращения  $n_i$ :

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}.$$

В современных широкоуниверсальных станках диапазон регулирования достигает 200 и более.

2. Обеспечение необходимых мощности  $P$  и крутящего момента  $M_k$ :

$$N = \frac{F_z \cdot V}{60 \cdot 10^3} (\text{квт}); M_k = \frac{9750N}{n} (\text{Нм}),$$

где  $F_z$  – тангенциальная составляющая силы резания, Н;  $V$  – скорость резания, м/мин.

3. Обеспечение включения, выключения и, если это необходимо, торможения и реверсирования вращения шпинделя.

4. Обеспечение высокой точности и плавности вращения шпинделя.

5. Высокий КПД и надежность привода.

Большой диапазон регулирования требует оснащения привода развитой коробкой скоростей. Пример коробки скоростей горизонтально - фрезерного станка представлен на рис.2.5.

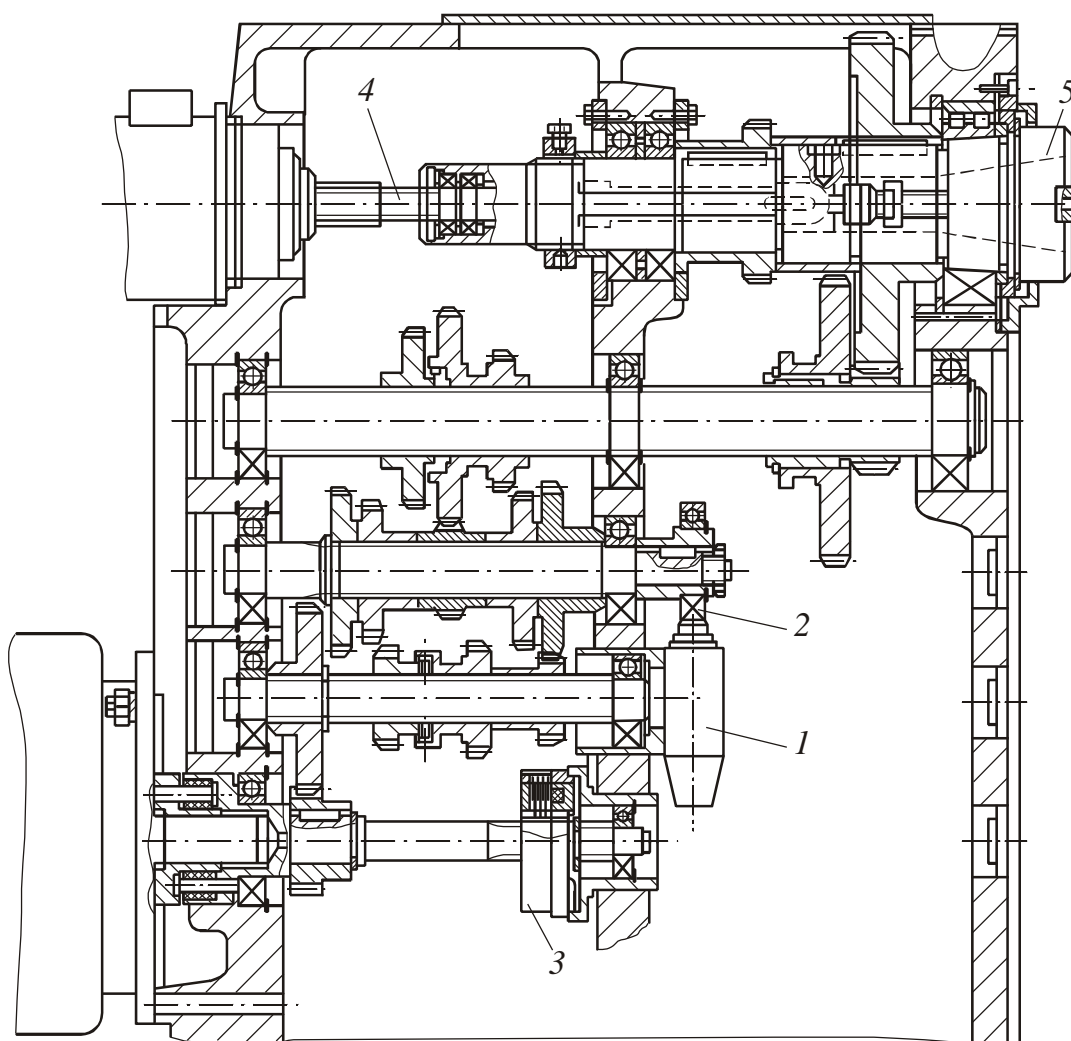


Рис.2.5. Привод главного движения горизонтально - фрезерного станка

Коробка обеспечивает 18 частот вращения шпинделя (3·3·2); она снабжена плунжерным насосом 1, взаимодействующим с посаженным на эксцентричную втулку подшипником 2, тормозом 3, а также приво-

дящимся штангой 4 механизмом зажима оправки с инструментом в шпинделе 5.

В приведенной конструкции коробки скоростей изменение частот вращения шпинделя происходит путем переключения положений зубчатых блоков.

На рис. 2.6 представлен фрагмент механизма автоматического переключения частоты вращения шпинделя: показаны два модуля, каждый из которых обеспечивает установку блока зубчатых колес в одно из трёх положений.

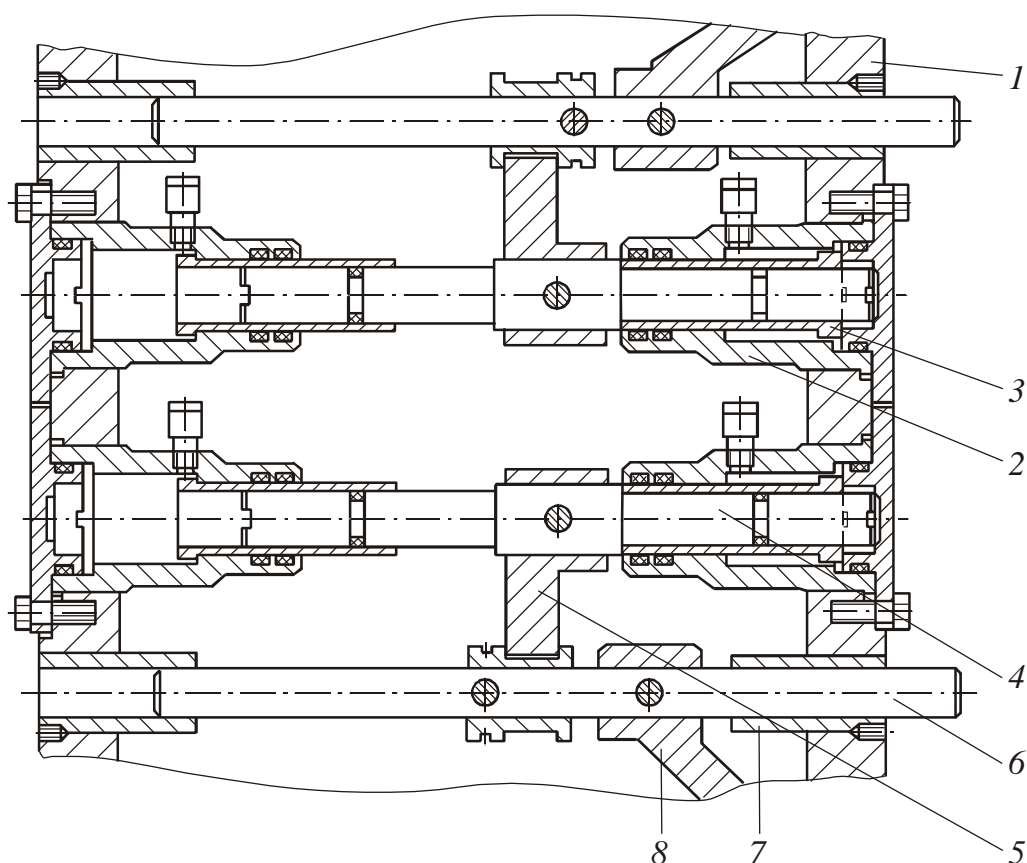


Рис.2.6. Механизм автоматического переключения частоты вращения шпинделя

Модуль переключения содержит установленные в стенках коробки скоростей 1 гидроцилиндры 2, снабженные втулками 3, в полостях которых установлены штоки 4. Скалкой 5 шток связан со штангой 6, установленной с возможностью перемещения в закрепленных в стенках коробки 1 втулках 7. На штанге 6 закреплена вилка 8, связанная с блоком зубчатых колес.

При подаче давления масла в правый гидроцилиндр (левый соединен со сливом) шток 4 через скалку 5, штангу 6 и вилку 8 переместит



блок зубчатых колес в крайнее левое положение. В крайнее правое положение блок переместится, если давление подано в левый гидроцилиндр, а правый при этом соединен со сливом. И, наконец, в среднее положение блок переместится в том случае, когда давление будет подано в оба гидроцилиндра; при этом втулки 3 буртами упрутся в расточку гидроцилиндра, т. е. займут положение, в котором они показаны в левых цилиндрах на рис.2.6.

На рис.2.6 оба блока зубчатых колес, следуя изложенному, занимают крайнее правое положение.

Важно отметить то, что на рис.2.6 не показаны необходимые для автоматического управления датчики, фиксирующие положение, которое занимает тот или иной зубчатый блок.

Другой вариант автоматического переключения частот вращения, с помощью электромагнитных муфт, показан на рис. 2.7.

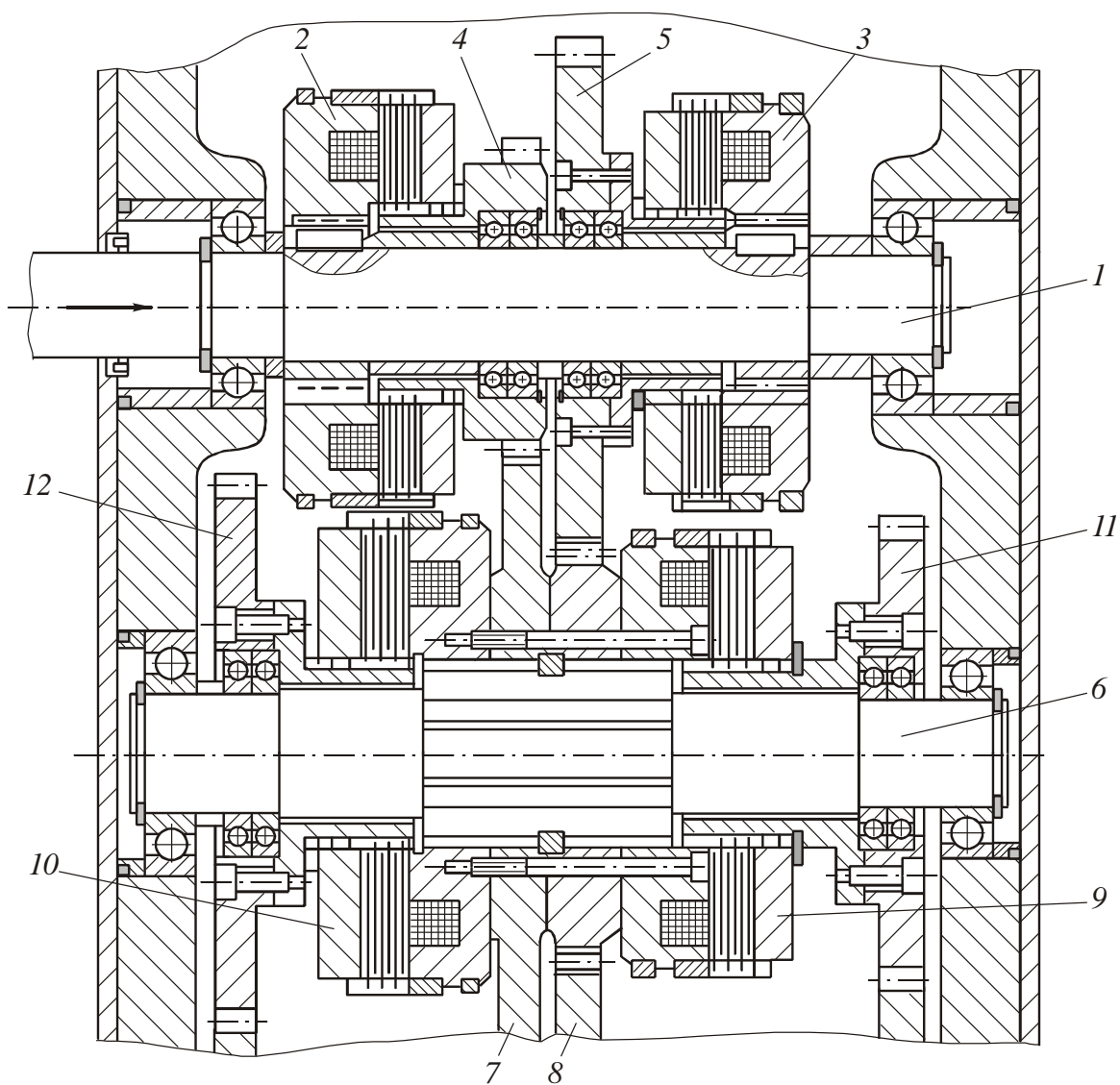


Рис. 2.7. Коробка скоростей с электромагнитными муфтами (фрагмент)

В представленном фрагменте коробки скоростей на входном валу *1* установлены две связанные шпонками с валом *1* электромагнитные муфты *2* и *3* и две шестерни *4* и *5* с возможностью вращения на подшипниках.

На валу *6* жестко установлены две шестерни *7* и *8* и две муфты *9* и *10*, а также две шестерни *11* и *12* с возможностью вращения, которые связаны с двумя шестернями на смежном валу коробки скоростей (на рисунке не показаны). Вращение с вала *1* на одну из шестерен *4* или *5* передается при включении муфт *2* или *3*. Эти две частоты могут быть переданы валу *6* двумя путями: через муфты *9* и *10*. Таким образом, вал *6* имеет четыре частоты вращения, которые могут быть переданы на следующий вал через шестерни *11* и *12*.

В приводах современных станков с ЧПУ используются регулируемые двигатели, поэтому коробки скоростей (обычно на 2...3 ступени) здесь применяются для расширения диапазона регулирования.

Именно такую коробку скоростей имеет токарно-центровой станок 1740РФ3 (рис. 2.8).

Шпиндельная коробка – трехваловая с литым чугуном корпусом *1*. Входной вал *17* получает вращение через упругую втулочно-пальцевую муфту *2* непосредственно от электродвигателя постоянного тока. На валах *17* и *18* установлены два подвижных зубчатых блока с шестернями *3*, *4* и колесами *5*, *6*, комбинация включения которых позволяет получить на шпинделе *7* (вал *19*) четыре диапазона частот вращения. Правая опора шпинделя представляет собой комбинацию двухрядного радиального роликоподшипника *8* с упорно-радиальным двухрядным шарикоподшипником *9*, а левая опора выполнена в виде двухрядного радиального роликоподшипника *10*. Регулирование радиального зазора правого роликоподшипника осуществляется подгонкой компенсатора *11*, а левого – гайками *12* и *13*. Натяг правой опоры шпинделя регулируется гайкой *14*. Монтаж и демонтаж роликоподшипников *8* и *10* выполняется при подаче масла под давлением в специальные отверстия в шпинделе.

На левом торце шпинделя через переходной фланец крепится гидроцилиндр зажима патрона (на рисунке не показаны).

Переключение диапазонов частот вращения шпинделя осуществляется гидроцилиндрами, на штоках которых закреплены вилки *20*.

Заслуживают внимания следующие признаки рассматриваемой конструкции:

- коробка установлена на наклонной станине, что облегчает удаление стружки и обслуживание станка промышленным роботом;
- передняя опора шпинделя содержит популярную комбинацию подшипников: двухрядный роликовый и упорно-радиальный;

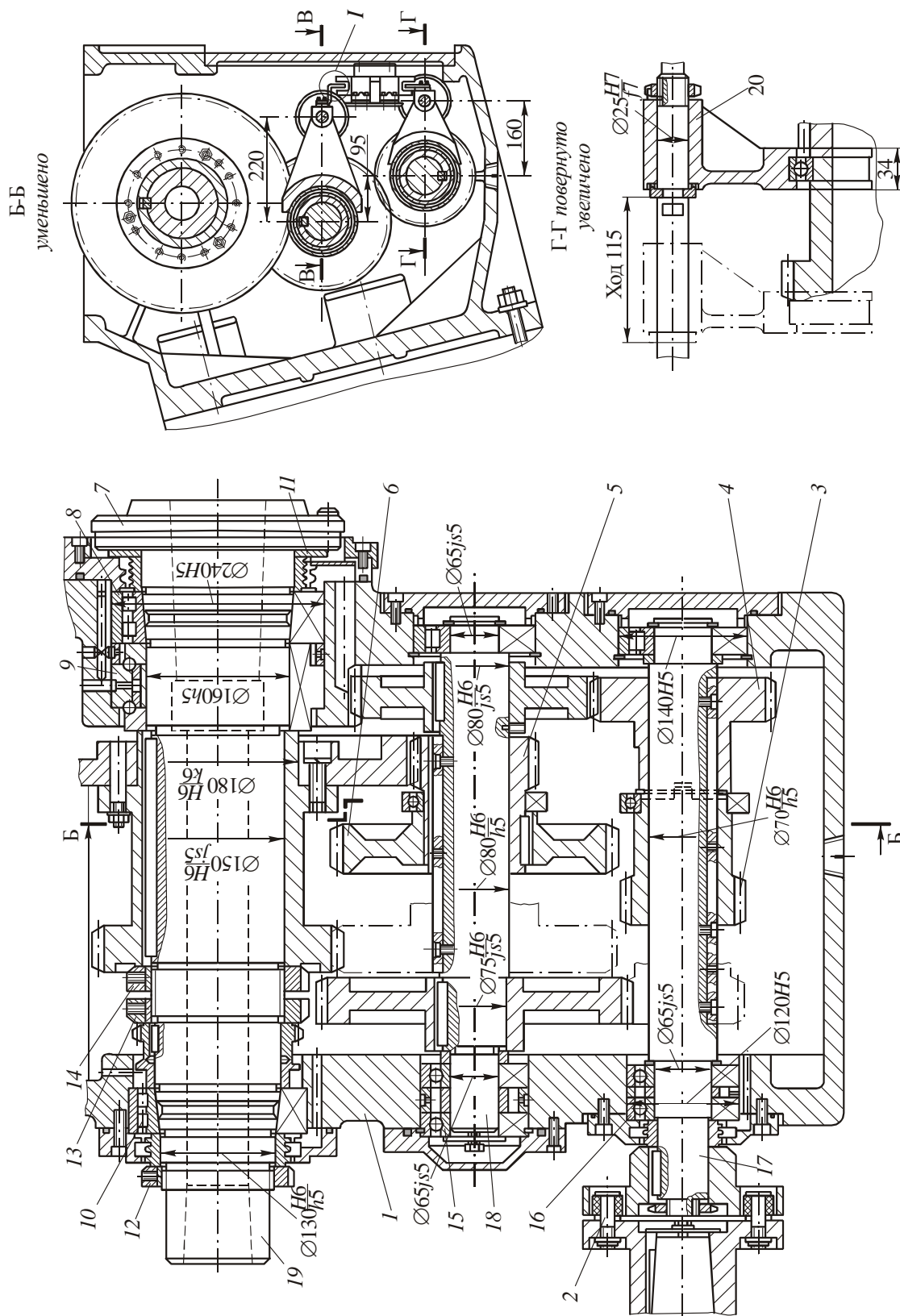


Рис.2.8. Шпиндельная коробка токарного станка с ЧПУ

**В-В**  
повернуто,  
увеличено

**I**  
повернуто,  
увеличено

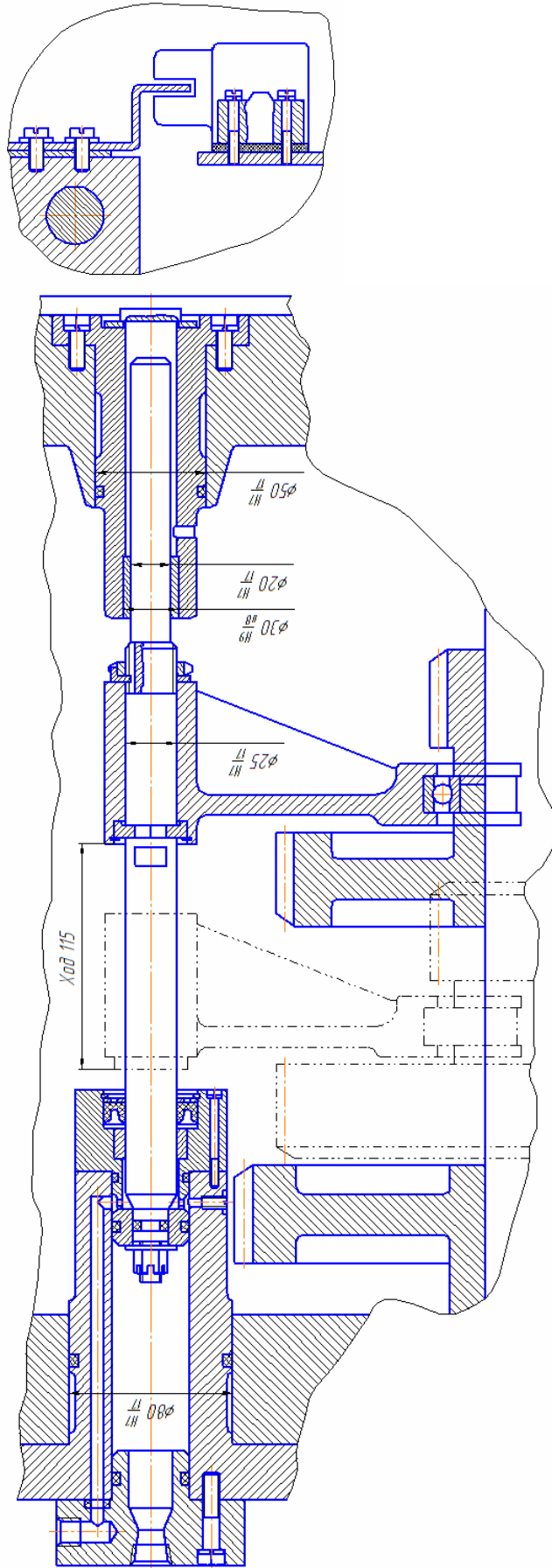


Рис. 2.8. Продолжение

- блоки зубчатых колес выполнены составными, что соответствует требованиям технологичности конструкции: позволяет зубья нарезать червячной фрезой, шлифовать их и т. п.;
- блоки зубчатых колес перемещаются вилками через подшипники, что уменьшает в местах контакта выделение тепла от трения;
- механизмы перемещения блоков зубчатых колес снабжены индуктивными датчиками щелевого типа, информирующими устройство управления о положении блоков.

Приведенные ниже технические требования к шпиндельной коробке станка 1740РФ3 позволяют представить методику проверки станка. Они являются, в частности, основанием для размерного анализа конструкции, расчета точностных требований к отдельным системам, узлам и деталям.

*Технические требования к коробке:*

1. Произвести предварительный натяг в подшипниках (поз 15, 16) путем подшлифовки внутренних колец. Величина натяга определяется при нагружении подшипников осевой силой  $F = 400 \text{ Н}$ .

2. Величина радиального зазора для подшипника (поз. 8) должна составлять  $0,003 \dots 0,006 \text{ мм}$ ; для подшипника (поз. 10) –  $0,005 \dots 0,012 \text{ мм}$ .

3. Биение оправки, установленной в коническое отверстие шпинделя, не должно превышать  $0,007 \text{ мм}$  у торца шпинделя и  $0,011 \text{ мм}$  на расстоянии  $300 \text{ мм}$  от торца шпинделя.

4. Величина допустимого остаточного дисбаланса вращающихся элементов шпиндельного узла – не более  $0,02 \text{ Н·м}$ .

5. Температура опор шпиндельной коробки после часа непрерывной работы с  $n = 2500 \text{ мин}^{-1}$  не должна превышать  $65 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Шпиндели станков с ЧПУ оснащаются устройствами автоматического зажима инструмента.

Один из вариантов конструкции механизма зажима инструмента (оправки) в шпинделе сверлильно - фрезерно - расточного станка приведен на рис.2.9.

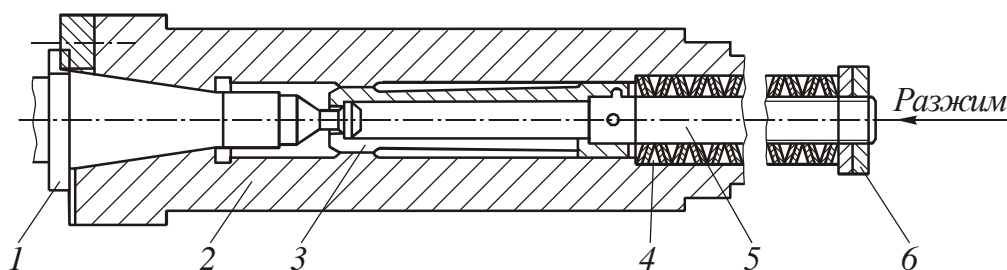


Рис. 2.9. Механизм зажима инструмента в шпинделе

Закрепление оправки *1* в коническом отверстии шпинделя *2* производится от пакета тарельчатых пружин *4*. Один конец набора пружин упирается в торец в расточке шпинделя, а другой – в гайки *6*, навинченные на тягу *5*. Тяга *5* воздействует через цангу *3* на хвостовик оправки, осуществляя закрепление инструмента. Разжим производится от гидроцилиндра (на схеме не показан), перемещающего тягу *5* с цангой вперед (влево), в результате чего освобождается конический хвостовик оправки. Аналогичную схему имеют большинство механизмов зажима.

### 2.3. Приводы и механизмы подач

Станки с ЧПУ и гибкие производственные модули снабжаются приводами подач с бесступенчатым регулированием. При поступлении

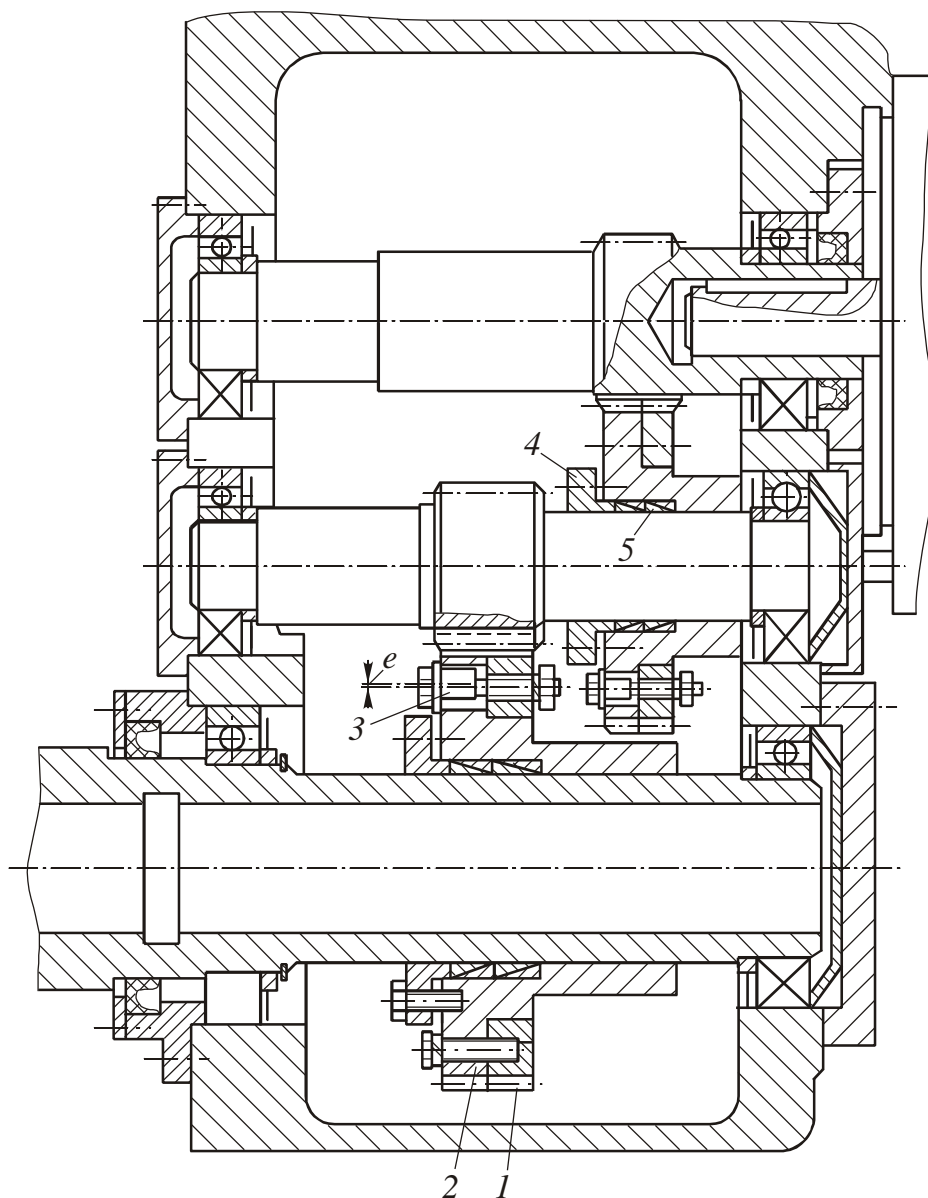


Рис.2.10. Коробка подач станка с ЧПУ

на привод каждого единичного управляющего сигнала рабочий орган перемещается на определенное расстояние, называемое дискретностью обработки – обычно 0,01 или 0,001 мм.

Скорость перемещения рабочего органа задается частотой следования импульсов, а величина – их общим количеством.

Для обеспечения высоких динамических характеристик привода, точности отработки перемещений, задаваемых программой, в приводах используются коробки подач, в конструкции которых применяются устройства, позволяющие исключать зазоры в сопряжениях. В коробке подач представленной на рис.2.10, боковые зазоры в зубчатых колесах устраняются за счёт применения разрезных зубчатых колес и смещения подвижной части 1 колеса относительно основной 2 с помощью эксцентрикового болта 3. Для беззазорного крепления зубчатых колес на валах применяют комплекты конических колец 5, поджимаемых втулкой 4.

В станках для сообщения исполнительным органам прямолинейного движения используют ряд передач и механизмов. К передачам относятся реечные и винтовые, а к механизмам – кривошипно-шатунные, кулисные, кулачковые и др.

Особенностью этих механизмов является то, что они предназначены для обеспечения обязательного возвратно - поступательного движения исполнительному органу.

*Кривошипно - шатунный механизм* (рис.2.11, а) состоит из вращающегося равномерно кривошипного диска 1, кривошипного пальца 2, переставляющегося в радиальном пазу диска, раздвижного шатуна 3, соединенного шарнирно либо непосредственно с исполнительным органом, либо, как, например, у зубодолбежного станка, через промежуточный рычаг 4 с зубчатым сектором 5, перемещающим в свою очередь возвратно – поступательно штоссель 6. Частота двойных ходов исполнительного органа равна частоте вращения кривошипного диска, а величина хода регулируется изменением величины радиуса  $R$  установки пальца от центра вращения диска. Изменением длины  $l$  раздвижного шатуна обеспечивают относительное местоположение хода исполнительного органа (штосселя б).

*Кривошипно - кулисный механизм* (рис.2.11, б) состоит из ведущего кривошипа 1, камня 2, шарнирно соединенного с кривошипом и перемещающегося в пазу качающегося рычага 3, называемого кулисой, и ведомого ползуна 4, например исполнительного органа поперечно - строгального или долбежного станка. Изменение величины двойного хода исполнительного органа осуществляется изменением величины радиуса кривошипа. Недостатком кулисного механизма является неравномерность скорости ползуна и постоянство соотношения времени рабочего и холостого ходов.

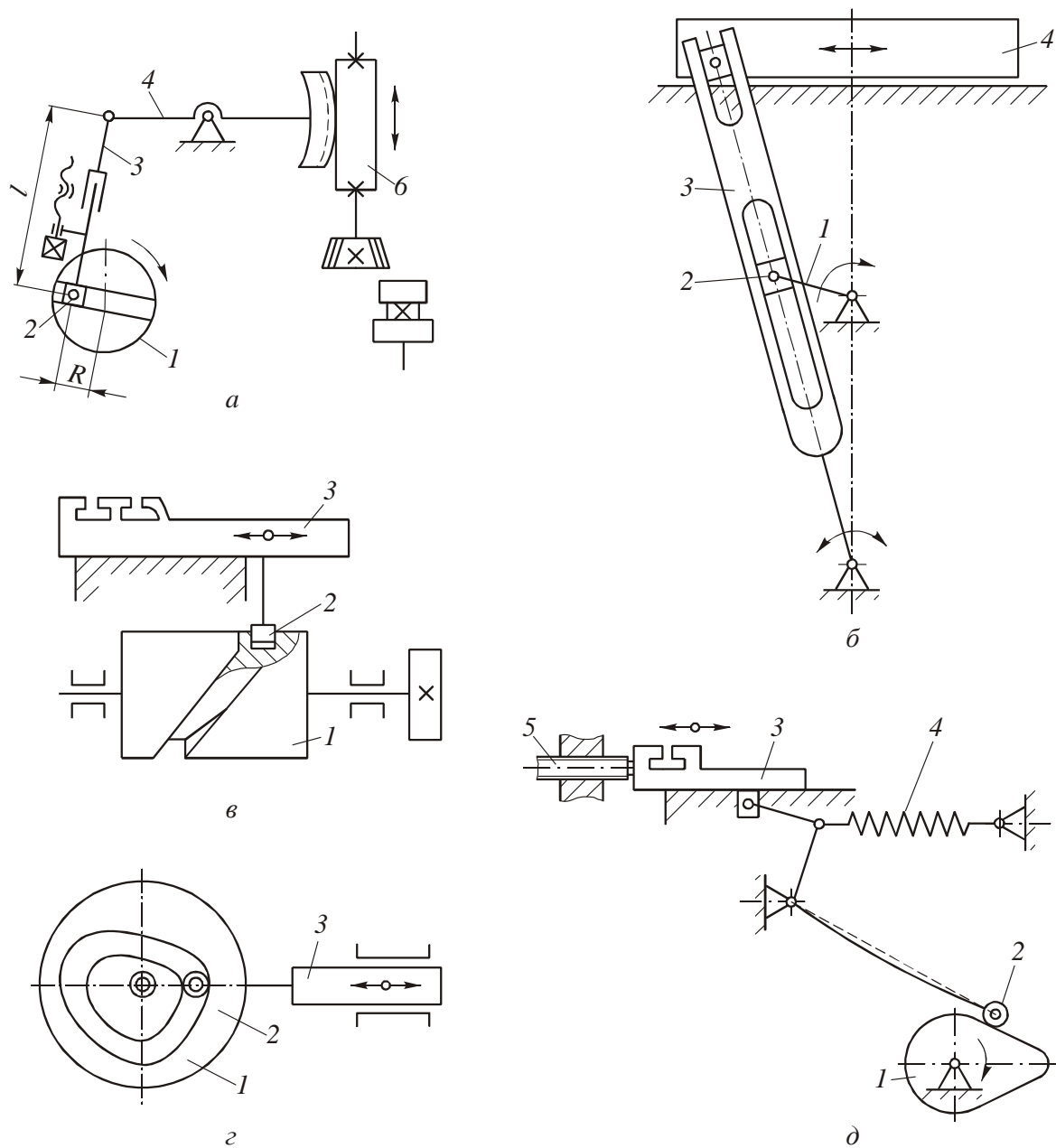


Рис.2.11. Механизмы возвратно - поступательного перемещения:  
 а – кривошипно - шатунный; б – кривошипно - кулисный; в – кулачковый барабанного типа; г – кулачковый торцовый; д – кулачковый дисковый

*Кулачковые механизмы* широко используются в станках, и особенно в станках-автоматах и полуавтоматах, для осуществления разнообразных функций управления и сообщения исполнительным органам возвратно-поступательных перемещений. Особенностью кулачковых механизмов является то, что с их помощью можно получать различные непрерывные или прерывистые движения звена или органа станка с



плавно изменяющейся их скоростью. При этом прерывистые движения могут быть выполнены с различными периодами остановки однократного или многократного действия за цикл обработки.

В станках применяются кулачковые механизмы с цилиндрическими кулачками барабанного типа (рис.2.11, в) или с плоскими торцового (рис.2.11, з) и дискового типа (рис.2.11, д). Ведущим звеном кулачкового механизма является кулачок 1, который в большинстве случаев имеет непрерывное вращение. Исполнительный орган 3 совершает возвратно-поступательное движение; связь между ним и кулачком осуществляется через рычаг или систему рычагов и ролик 2, перемещающейся либо в замкнутом пазу кулачка (рис.2.11, в, з), либо обкатывающийся по профильной поверхности дискового кулачка (рис.2.11, д).

В первом случае кулачковые механизмы имеют кинематическое замыкание, а во втором случае требуется силовое замыкание, т. е. создание силы, которая постоянно прижимала бы ролик 2 к профильной поверхности кулачка 1, что обеспечивается силой пружины 4 (рис.2.11, д). Кроме того, в этом случае возврат исполнительного органа 3 в исходное положение должен обеспечиваться силой пружины. Для достижения высокой точности ( $\pm 1$  мкм) используют регулируемый упор 5, причём, т. к. перемещение суппорта ограничивается упором, предусматривается упругая деформация взаимодействующего с кулачком 1 плеча рычага 2.

### 3. ДЕТАЛИ И МЕХАНИЗМЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ

*На примере промышленного робота (ПР) показаны схема системы функционирования автоматической машины, структура и функциональная схема ПР, приведены схема расчета погрешности позиционирования, элементы конструкции звеньев несущей механической системы, конструкции соединений звеньев и неподвижных стыков, а также примеры конструкции механизмов вращения и поступательного прямолинейного движения.*

#### 3.1. Структура промышленных роботов

Промышленный робот – это автоматическая машина, представляющая собой совокупность манипулятора (М) и перепрограммируемого устройства управления (УУ) для выполнения функций, заменяющих человека при перемещении предметов производства и (или) технологической оснастки.

Для перемещения тела в пространстве и для его произвольной ориентации исполнительный механизм должен иметь не менее шести степеней подвижности: три – для осуществления транспортных (переносных) движений и три – для ориентирующих движений. Примером служит человеческая рука, которая имеет от предплечья до фаланг пальцев 22 степени подвижности, что и предопределяет универсальные возможности человека при выполнении им производственных функций (рис. 3.1).

Однако, как следует из рисунка, вся совокупность движений руки человека может быть сведена к транспортным (переносным) движениям  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  в декартовой системе координат и ориентирующим движениям  $\alpha_x$ ,  $\alpha_y$ ,  $\alpha_z$  относительно соответствующих координат. Поэтому эквивалентом человеческой руки может быть механизм, имеющий ту же совокупность движений, к которой в общем случае сводятся движения человеческой руки (рис. 3.1, б). Такой механизм является промышленным роботом с шестью основными степенями подвижности  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  и  $\alpha_x$ ,  $\alpha_y$ ,  $\alpha_z$ .

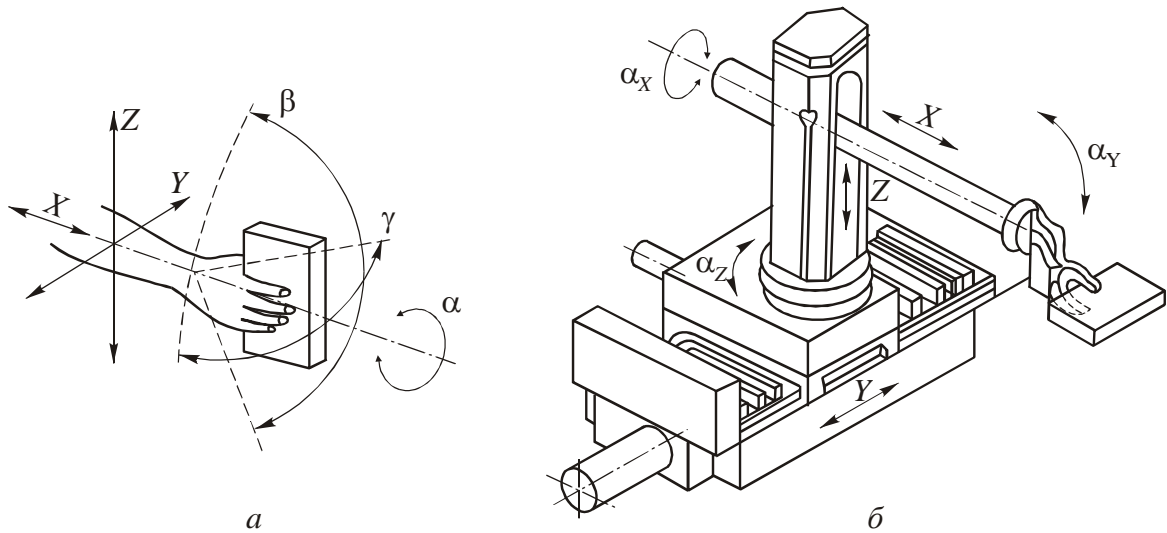


Рис. 3.1. Степени подвижности руки человека (а) и антропоморфного механизма (б)

Кинематическая структура промышленных роботов и их двигательные возможности определяются видом и последовательностью расположения кинематических пар (рис. 3.2).

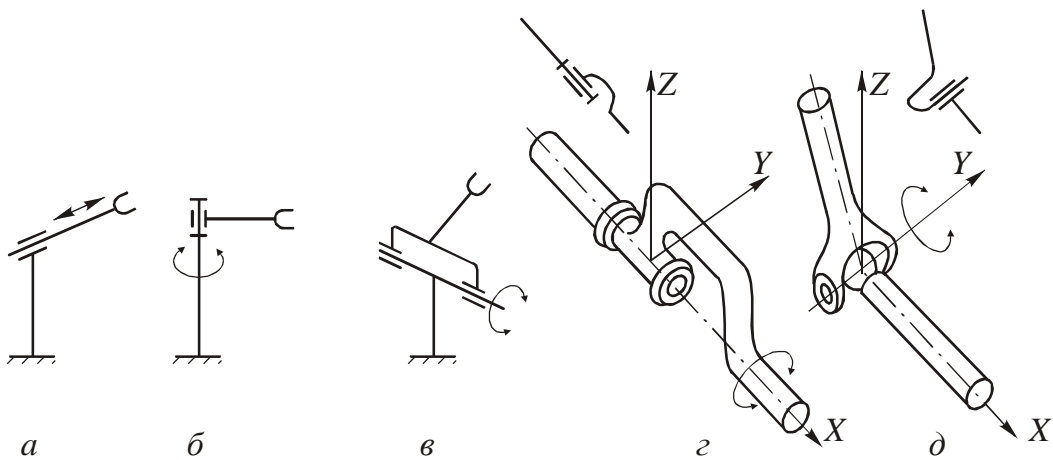


Рис.3.2. Кинематические пары V класса:  
а – поступательная, б...д – ротационные

В свою очередь, требуемый характер движения рабочих органов ПР, при выполнении вспомогательных и технологических операций и переходов, определяется производственными условиями.

Три поступательных пары, оси которых взаимно перпендикулярны, реализуют схему ПР, работающего в прямоугольной системе координат, с зоной обслуживания в виде параллелепипеда (рис. 3.3, а); две

поступательные пары и ротационная пара, ось вращения которой параллельна плоскости, образованной направлением осей поступательных пар, реализуют схему ПР, работающего в цилиндрической системе координат с зоной обслуживания в виде полого цилиндра (рис. 3.3, б); две ротационные пары и одна поступательная реализуют схему ПР, работающего в сферической системе координат с зоной обслуживания в виде полой сферы (рис. 3.3, в); три ротационные пары реализуют схему ПР, работающего в ангулярной (угловой) системе координат (рис.3.3, г).

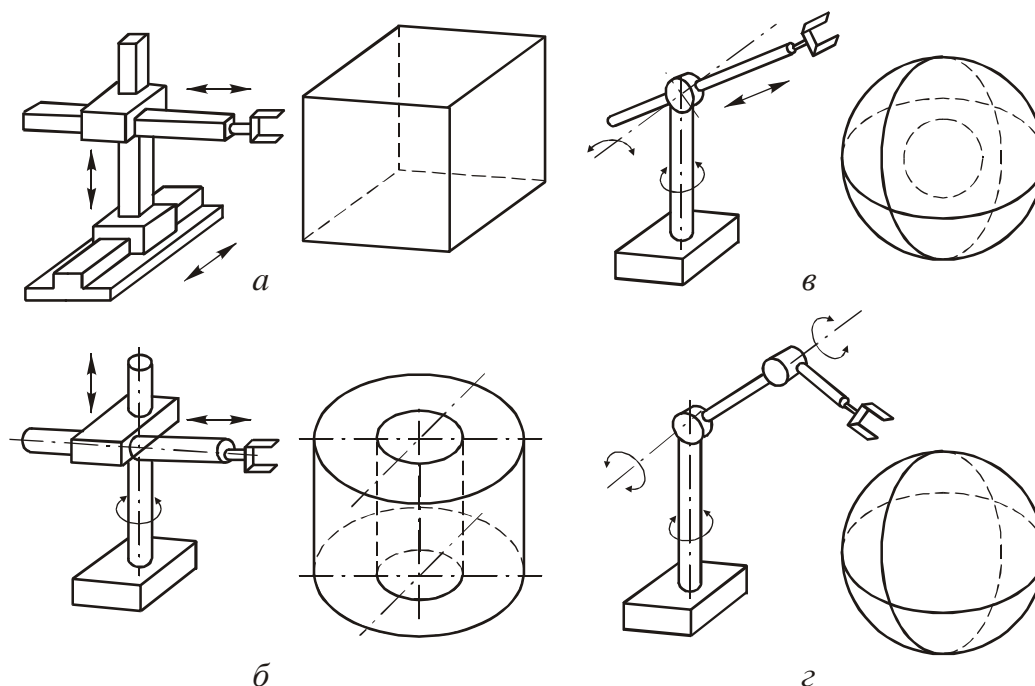


Рис. 3.3. Геометрия зон обслуживания ПР, работающего в прямоугольной (а), цилиндрической (б), сферической (в), ангулярной (г) системах координат

Функциональная схема промышленного робота представлена на рис.3.4.

В общем случае промышленный робот содержит манипулятор, средства очувствления, устройство управления, и пульт оператора (рис. 3.4). ПР может быть оснащён еще устройством передвижения.

Манипулятор (М) обычно представляет собой многозвенный механизм с числом степеней подвижности от 3 до 9 и поступательными или вращательными сочленениями, заканчивающийся рабочим органом в виде захватного устройства или какого-либо специального технологического инструмента (пульверизатора, гайковерта и т. п.). Рабочий орган может быть сменным.

Каждая степень подвижности имеет двигатель, механизм передачи движения и исполнительное звено.

Существуют манипуляторы с одним двигателем на несколько степеней подвижности, снабженные механизмами распределения движения (например, муфтами и т. п.).

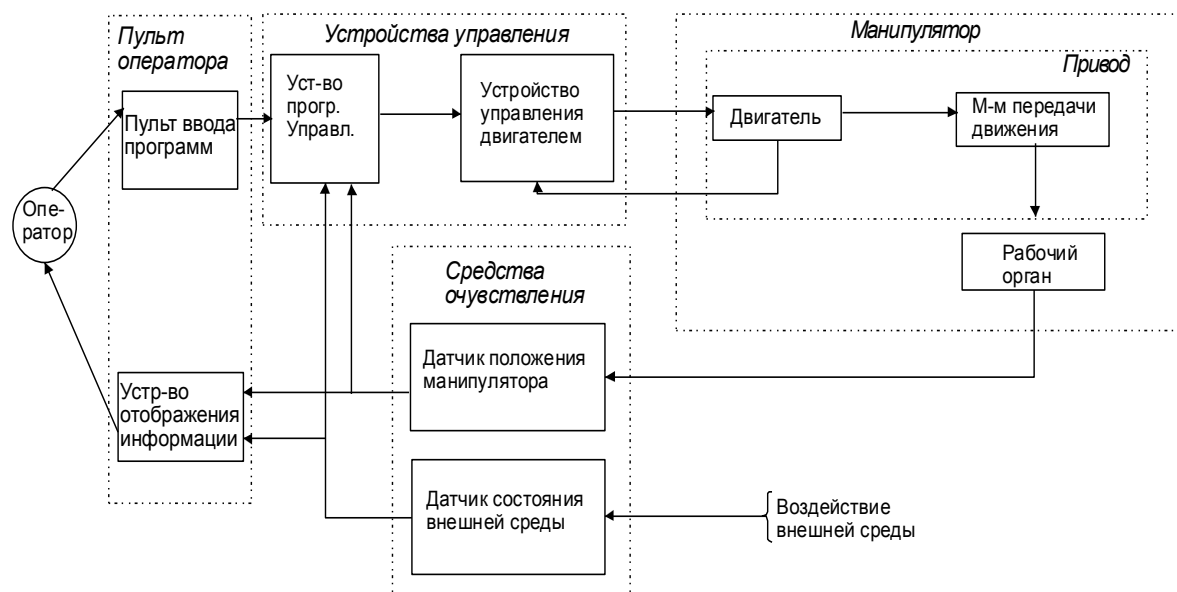


Рис. 3.4. Функциональная схема промышленного робота

Пульт оператора часто конструктивно монтируется в УУ. Он предназначен для ввода и контроля выполнения задания. УУ, кроме пульта оператора, обычно содержит запоминающее устройство (ЗУ), в котором хранятся программы робота и другая информация, ВУ – вычислительное устройство, в котором реализуется алгоритм управления роботом и устройство управления двигателями, а точнее блок управления приводами М (БУП).

Промышленные роботы классифицируются по следующим признакам:

- по характеру выполняемых операций: технологические, вспомогательные, универсальные;
- степени специализаций: специальные, специализированные, многоцелевые;
- системам основных координатных перемещений: прямоугольная, полярная, ангулярная;
- числу степеней подвижности;

- грузоподъемности;
- типу силового привода: электрический, гидравлический, пневматический, комбинированный;
- точности позиционирования;
- виду системы управления.

Рассмотрим более подробно некоторые из классификационных признаков; начнем с анализа систем управления, различные виды которых представлены на схеме

Все системы управления делятся на две группы: системы с программным управлением и системы с адаптивным управлением. Системы с программным управлением в свою очередь могут быть с цикловым управлением, с контурным управлением и позиционным управлением, кроме циклового. Системы с адаптивным управлением могут быть с позиционным управлением и контурным управлением.

К ПР с программным управлением относятся роботы, управляющая программа которых обладает совокупностью следующих признаков:

- содержит команды исполнительному устройству (ИУ), относящиеся только к его движениям, непосредственно связанные с выполнением роботом функций согласно его назначению;
- команды ИУ представляют собой заранее установленные задания, регламентирующие его движения по степеням подвижности;
- последовательность выполнения команд ИУ является постоянной или изменяется в функции от контролируемых параметров внешней среды.

К ПР с адаптивным управлением относятся роботы, снабженные измерительными устройствами для восприятия внешней среды и с УП, обладающей каким-либо из следующих признаков или их совокупностью:

- содержит команды ИУ, связанные не только непосредственно с выполнением функций согласно назначению, но и с целью приспособления к изменяющимся условиям выполнения технологического процесса;
- содержит команды, определяющие правила формирования заданий, регламентирующих движения ИУ по информации о текущем состоянии внешней среды.

Управление роботами аналогично управлению станками с ЧПУ.

*Способы ввода программы:*

- Расчет программы и последующий ввод ее в программное устройство при помощи командного устройства.

- Ввод программы в процессе однократного образцового выполнения операции в режиме ручного управления с пульта оператора.
- Ввод программы при механическом перемещении исполнительного органа (или захватного устройства ЗУ) рукой оператора.

В программное устройство вводится следующая *информация*:

- координаты точек позиционирования и порядок их обхода;
- перечень элементарных операций, выполняемых в каждой точке позиционирования;
- время нахождения ЗУ в каждой точке позиционирования;
- время перехода от одной точки позиционирования к другой;
- траектория движения ЗУ между точками позиционирования.

Порядок воспроизведения программ определяется УУ.

Воспроизведение может осуществляться в жесткой последовательности либо с возможностью изменения последовательности по внутренним или внешним условиям. Внутренние условия обычно задаются на пульте оператора или находятся в программном устройстве. Типичный пример работы по внутренним условиям – укладка изделий в тару. В процессе укладки необходимо от цикла к циклу изменять координаты очередной ячейки тары.

Информация о внешних условиях поступает в УУ в виде сигналов о ходе технологического процесса и позволяет ему переходить на другую программу, обрабатывать или пропускать отдельные участки программы.

Управление по небольшому (5...10) числу сигналов внутренних и внешних условий предусматривается почти во всех УУ современных ПР.

#### *Контурные управляющие устройства*

Существуют два способа построения контурных УУ:

- запись информации о положении в виде непрерывной траектории;
- запись информации в виде большого числа узловых (опорных) точек траектории и расчете непрерывной траектории между этими точками путем *интерполяции* по определенному алгоритму.

В первом случае в УУ отсутствуют вычислительные блоки, но требуется ЗУ с большим объемом памяти, во втором – наоборот, память меньше, но нужен интерполятор.

*Позиционные УУ.* Есть виды работ, где неважна траектория перемещения. Это – системы с позиционными УУ. Частным случаем позиционных УУ являются *цикловые УУ*. Их особенность в том, что запоминание точек позиционирования осуществляется настройкой положения упора (и) или концевого выключателя на звеньях манипулятора. Здесь уже нельзя по ходу работы менять координаты точек позиционирования.

ния, регулировать скорость и время перехода от одной точки к другой, т. к. движение каждого звена манипулятора характеризуется на каждом этапе только *начальным дискретным управляющим воздействием и положением упора*. Работы с цикловым УУ имеют ограниченное (до 2...4 по каждой степени подвижности) число точек позиционирования, но отличаются большой точностью позиционирования.

*Число степеней подвижности.* Обычно большинство промышленных роботов ограничиваются шестью степенями подвижности. Выше рассмотренные схемы сообщают ЗУ три степени подвижности. Выбор числа степеней подвижности зависит от конкретного назначения робота: чем сложнее должна быть траектория рабочего органа ПР, тем большим числом степеней подвижности он должен обладать.

*Точность позиционирования* оценивается отклонением центра захватного устройства от заданного положения при многократном повторении роботом рабочего цикла.

### **3.2. Определение суммарной погрешности позиционирования и погрешности по степеням подвижности**

Графически погрешность позиционирования робота представляет собой многогранник, подобный форме рабочей зоны, с максимальной стороной, равной величине, указываемой в технической характеристике. Это связано с тем, что в работе каждая степень подвижности имеет автономный привод, обеспечивающий определенную точность позиционирования. Погрешность позиционирования по степени подвижности определяется выражением  $\frac{K_n S_i}{D_i}$ , где  $S_i$  – перемещение  $i$ -й степени подвижности;  $D_i$  – число дискрет датчика положения для осуществления  $S_i$ ;  $K_n$  – коэффициент, характеризующий качество измерительной системы. В современных измерительных системах роботов  $K_n = 1,5 \dots 2,0$ .

Ввиду того, что в позиционировании участвуют степени подвижности, осуществляющие как прямолинейное, так и вращательное перемещение, суммарная погрешность робота имеет вид [9]

$$\Delta_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta S + \sum_{i=1}^n \Delta \varphi \leq [\Delta],$$

где  $\Delta S$  – составляющая погрешности от степеней подвижности, осуществляющих прямолинейное движение;  $\Delta \varphi$  – составляющая погрешности от степеней подвижности, осуществляющих вращательное движение



$[\Delta] = \frac{\Delta_{\Sigma}}{K_{\Delta}}$  ( $K_{\Delta}$  – коэффициент запаса, равный 1,2 ... 1,3). Величину  $\Delta_{\Sigma}$

определяют, исходя из требований к точности установки объекта манипулирования, а величины  $\Delta S$  и  $\Delta \varphi$ , – исходя из взаимосвязи линейных и угловых погрешностей робота и их значений, приведенных к объекту манипулирования:

$$\Delta S_i = \frac{K_{\Delta} S_i \cos \beta_{\pi i}}{D_i};$$

$$\Delta \varphi_i = \frac{K_{\Delta} 2\pi \varphi_i l_i \cos \beta_{\nu i}}{(D_i \cdot 360)}$$

где  $\beta_{\pi i}$  – угол между направлением перемещения  $i$ -й степени подвижности и направлением, в котором задана допустимая погрешность позиционирования,  $\varphi_i$  – перемещение по вращательной степени подвижности, град;  $l_i$  – расстояние от оси вращения до объекта манипулирования, мм;  $\beta_{\nu i}$  – угол между касательной к траектории и направлением, в котором задаются погрешности;  $D_i$  – число дискрет датчиков, используемых на перемещениях. Величины  $\beta_{\pi i}$ ,  $\beta_{\nu i}$ ,  $l_i$  определяются из геометрических зависимостей взаимного положения схвата и звеньев робота при позиционировании.

*Определение погрешности позиционирования робота, обслуживающего станки.* На рис. 3.5 представлены типовые схемы базирования деталей в станках. При базировании в центрах (рис. 3.5, а) погрешность

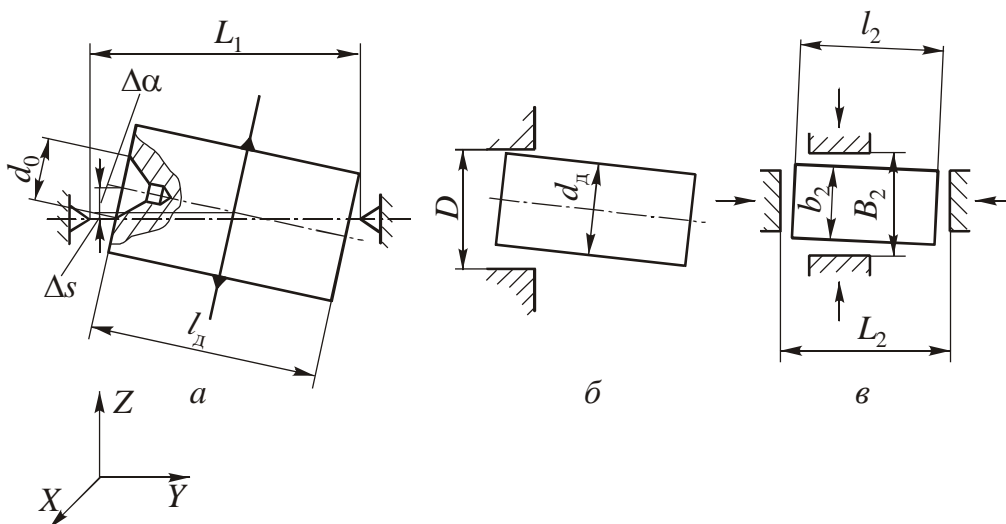


Рис. 3.5. К расчету погрешности позиционирования

$$\Delta x = \Delta z = \frac{d_0}{2K_{\Delta}}; \Delta y = \frac{L_1 - l_d}{2K_{\Delta}};$$

при базировании в патроне (рис. 3.5, б)

$$\Delta x = \Delta z = \frac{D - d_d}{2K_{\Delta}}; \Delta y = \frac{l_1}{K_{\Delta}};$$

при базировании в тисках

$$\Delta x = \frac{B_2 - b_2}{2K_{\Delta}}; \Delta y = \frac{L_2 - l_2}{2K_{\Delta}},$$

где  $d_0$ ,  $D$ ,  $d_d$  – диаметры центрального отверстия, патрона и детали;  $L_1$  – расстояние между центрами;  $l_d$  – длина детали;  $l_1$  – максимальный зазор от базы;  $B_2 - b_2$  – зазор между поверхностями тисков и деталью.

*Пример.* Определить погрешность позиционирования в радиальном направлении по степеням подвижности робота, устанавливающего деталь диаметром 100 мм и длиной 200 мм в центрах станка.

*Решение.* Для заготовки  $d = 100$  мм максимальный диаметр центрального отверстия равен 12 мм. Определяем суммарную допустимую погрешность в направлении  $x$ :

$$[\Delta x] = \frac{d}{2K_{\Delta}} = \frac{12}{2 \cdot 1,2} = 5 \text{ мм.}$$

### 3.3. Элементы конструкции механической системы роботов

#### 3.3.1. Схемы звеньев НМС и их соединений

Механическую систему роботов подразделяют на несущую механическую систему (НМС) и исполнительную (ИС).

Несущая система обеспечивает рабочую зону робота, его жесткость. Исполнительная система обеспечивает перемещение звеньев НМС с заданными точностью, скоростью, ускорением.

На рис 3.6, а– ж изображены схемы звеньев НМС. Поступательно перемещающиеся звенья выполняют прямоугольной корытообразной и цилиндрической формы (3.6, а, б, г). Они базируются в опорах с возвратом элементов качения (3.6, а, г) или опорных роликах (3.6, б). Звенья, соединяемые между собой вращательными парами, выполняют обычно с переменным по длине поперечным сечением прямоугольной формы

(3.6, e). Они соединяются между собой с помощью подшипниковых опор (3.6, a – д).

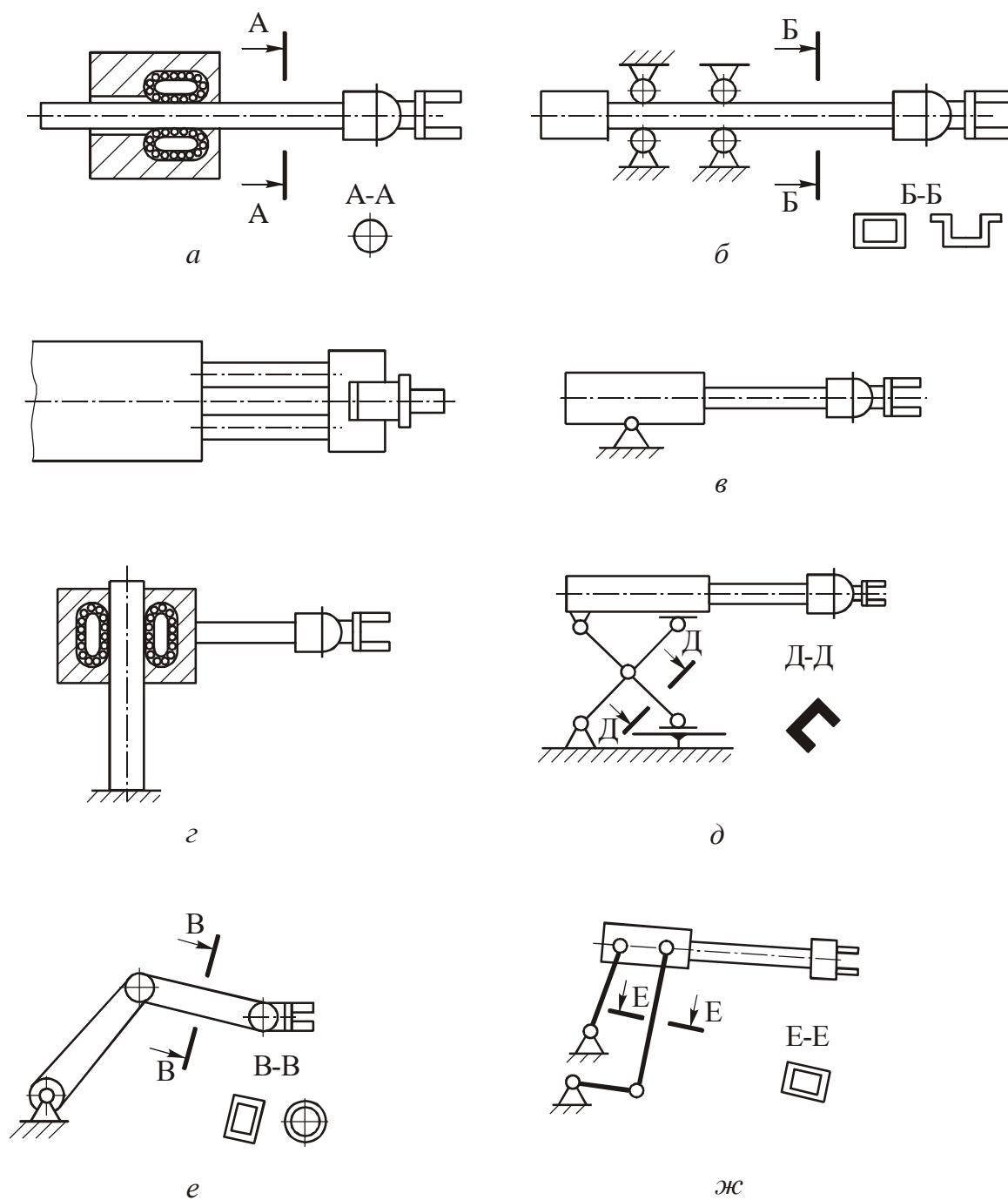


Рис. 3.6. Схемы звеньев несущей механической системы

На рис. 3.7, *а* показана опора поворотной платформы 3 с использованием упорного подшипника 1 и двух радиальных подшипников 2. Радиальные подшипники воспринимают радиальные силы и момент в вертикальной плоскости, а упорный – силу тяжести перемещающихся частей. На рис. 3.7, *б* показана опора поворотной платформы 2 с использованием упорно-радиальных подшипников 1. На рис. 3.7, *в* показана конструкция базирования руки 3 с использованием двух радиальных или радиально-упорных подшипников 2, которые установлены в корпу-

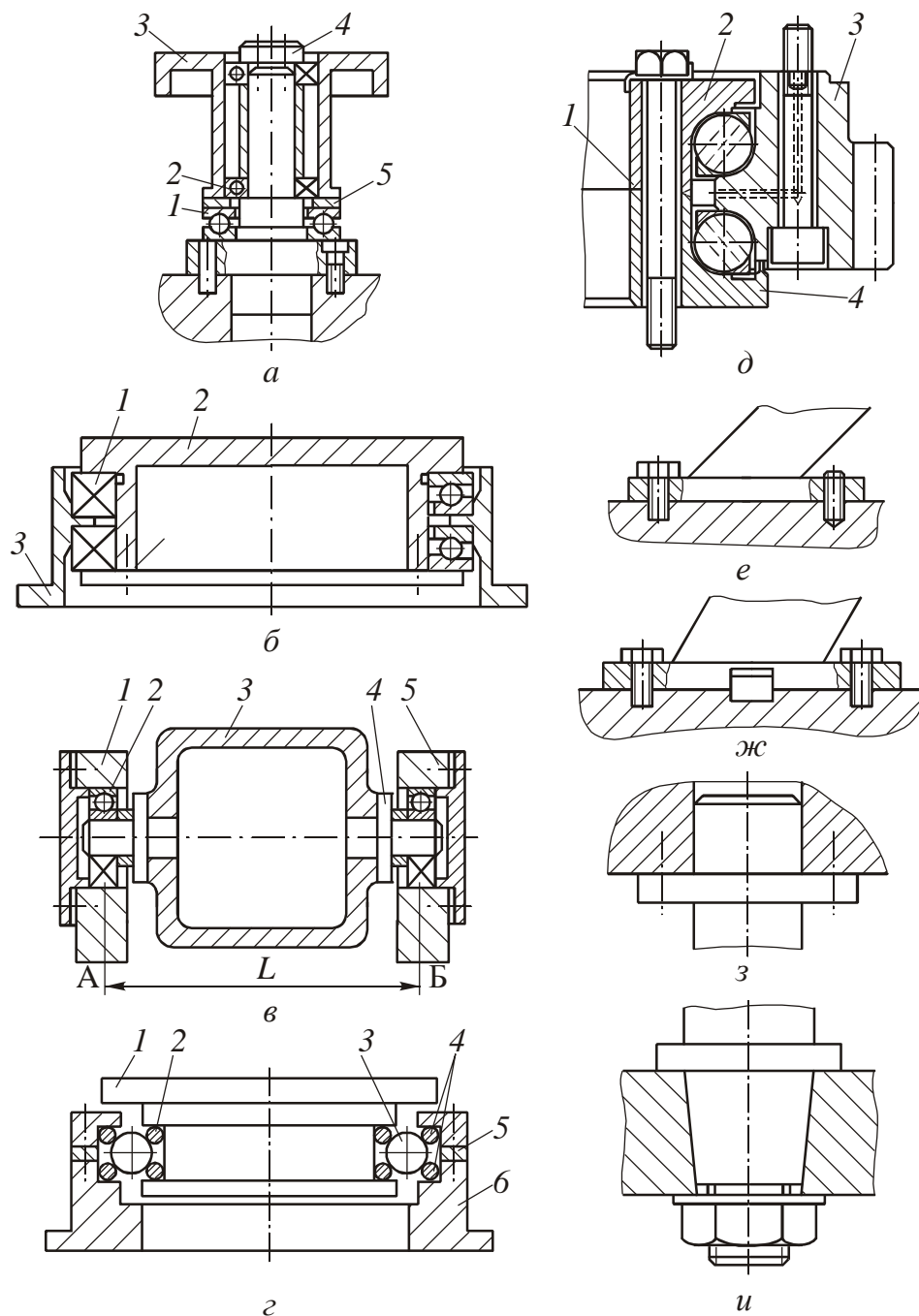


Рис. 3.7. Конструкции соединений звеньев и неподвижных стыков

се. На рис. 3.7, *г* показана конструкция опоры на базе погонного подшипника 3, шарики которого перемещаются по разрезным кольцам 2, 4. Кольца 2 устанавливаются в канавке подвижного звена 1, а кольца 4 – в корпусе 6. На рис. 3.7, *д* показана опора, в которой базирование подвижного звена 3 выполнено на двух рядах шариков 5, помещенных в сепараторы 6 и перемещающихся по поверхностям, выполненным в корпусе 2 и подвижном звене 3. Требование отсутствия люфта обеспечивается за счет предварительного натяга тел качения прокладками 5 (рис. 3.7, *а, в, г*), 1 (рис. 3.7, *д*).

На рис. 3.7, *е – и* показаны применяемые в работах неподвижные стыки. Смещение стыка вдоль поверхности предотвращается штифтами (рис. 3.7, *е*), шпонками (рис. 3.7, *ж*), цилиндрической (рис. 3.7, *з*) и конической (рис. 3.7, *и*) поверхностями стыкуемых деталей. Натяг в соединении обеспечивается за счет резьбовых соединений.

### 3.3.2. Конструкция механизмов вращения

Механизмы вращения осуществляют вращение звеньев работа относительно вертикальной оси (поворот руки), вращение относительно горизонтальных осей (качание руки, сгибание локтя и плеча).

Кинематика механизмов вращения существенно зависит от типа применяемого привода. Применение гидропривода, как правило, не требует реализации большого передаточного отношения, т. к. удельные усилия, развиваемые гидроприводом, значительно превышают усилия электропривода. Для механизмов, использующих гидропривод в виде гидроцилиндров, возникает необходимость преобразования прямолинейного движения во вращательное. При использовании электропривода требуется в механизмах вращения реализовывать передаточные отношения порядка 80 ...150. Жесткие требования к погрешности позиционирования (для роботов среднего класса  $\Delta = 0,2 \dots 0,5$  мм) ставят задачу обеспечения безлюфтовости привода и высокой жесткости несущего узла механизма.

При применении гидропривода прямолинейное движение выходного зубчатого колеса 2, связанного с поворотной платформой, преобразуется во вращательное с помощью рейки 3. Гидроцилиндр 4 служит для выбора люфта между рейкой 3 и зубчатым колесом 2. На рис. 3.8, *б* показан привод, использующий другую компоновку зубчато-реечной передачи. Привод осуществляется от цилиндров 2 с помощью двух реек 1, которые приводят во вращение выходное зубчатое колесо 3. На рис. 3.8, *в* представлена схема, в которой преобразование прямолинейного перемещения происходит с помощью цепной передачи. Звездочка

цепной передачи 2 связана с поворотной платформой механизма вращения. На цепь воздействуют усилия цилиндров 1.

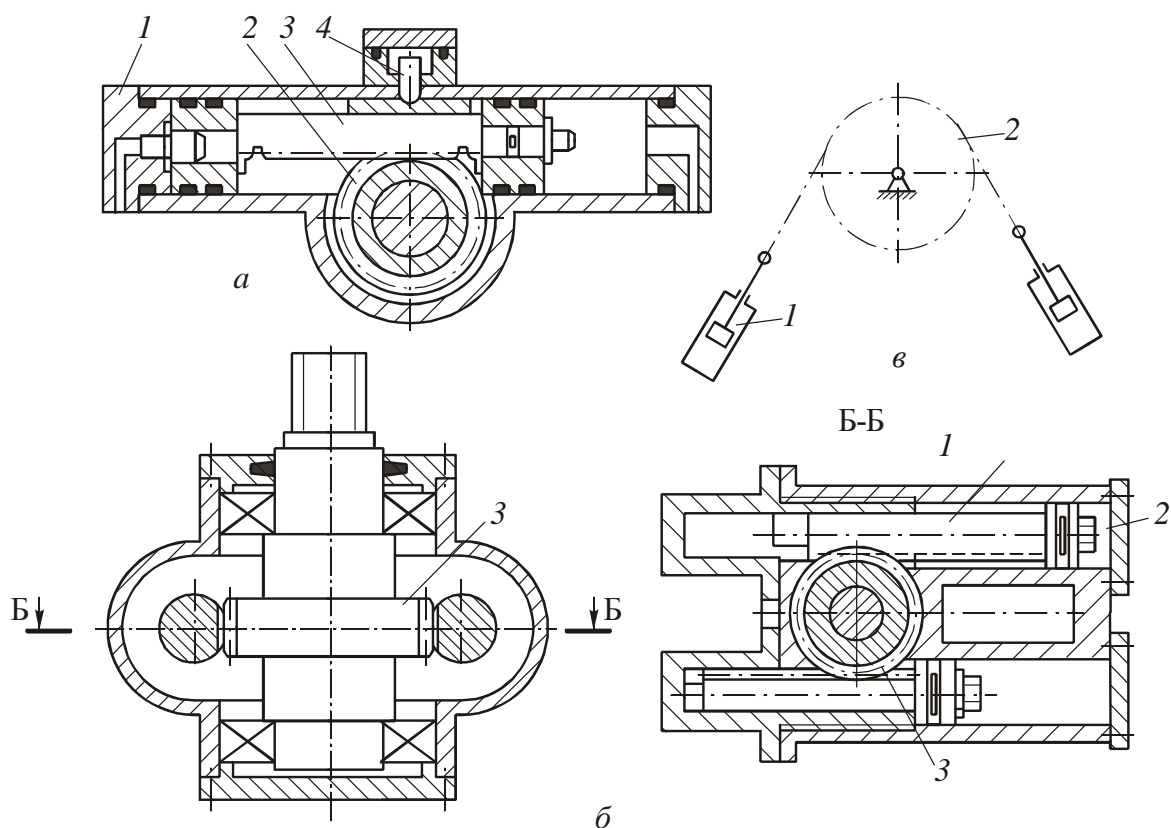


Рис. 3.8. Механизмы преобразования поступательного перемещения во вращательное

На рис. 3.9 показан механизм поворота руки, в качестве привода которого может быть использован гидромотор или электродвигатель. Движение от двигателя 5 и зубчатого колеса 6 идет по двум кинематическим цепям. Первая кинематическая цепь: зубчатые колеса 4, 14, 15, вал 16, зубчатое колесо 3, которое связано с зубчатым колесом 2 поворотной платформы 1. Вторая кинематическая цепь: зубчатые колеса 10, 11, 12, вал 13, торсионный вал 7, зубчатое колесо 9, которое связано с выходным зубчатым колесом 2. Зазоры во всех зубчатых колесах выбираются предварительной затяжкой торсиона.

В качестве опор для вращающихся деталей применяют подшипники скольжения и качения.

К достоинствам подшипников скольжения следует отнести малые радиальные размеры, простоту конструкции, бесшумность работы, к недостаткам – сравнительно большие осевые размеры, необходимость соблюдения режима смазывания.

Основной критерий работоспособности подшипника скольжения – износостойкость, т. е. сопротивление изнашиванию и заеданию.

Расчет производят условно по среднему давлению на поверхности подшипника и по нормальному тепловому режиму (без заедания).

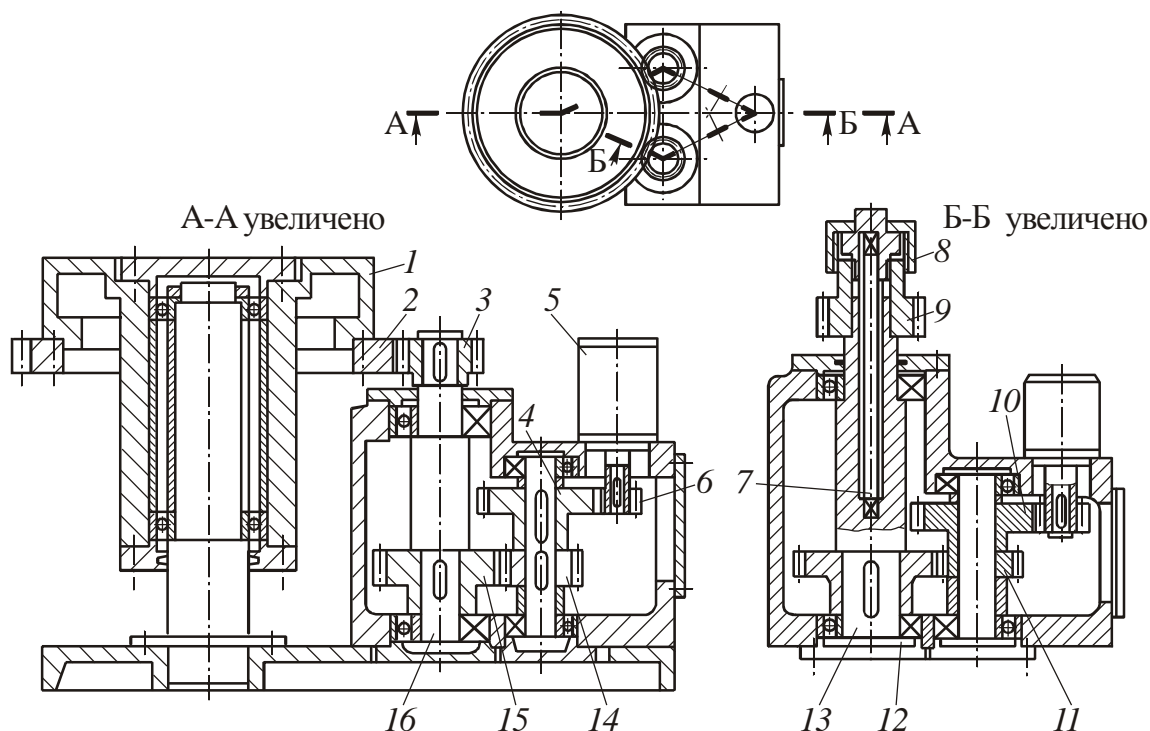


Рис. 3.9. Механизм поворота руки с торсионом

Расчет по среднему давлению  $p_{cp}$  на трущихся поверхностях гарантирует невыдавливаемость смазочного материала, а тепловой расчет и проверка по критерию  $p_{cp}v$  – нормальный тепловой режим и отсутствие заедания. При этом должны выполняться условия

$$p_{cp} = \frac{F_p}{S} \leq [p_{cp}];$$

$$p_{cp}v \leq [p_{cp}v],$$

где  $F_p$  – радиальная нагрузка на подшипник;  $S$  – площадь проекции цапфы на плоскость, проходящую через ось вала;  $v$  – окружная скорость контактирующей поверхности вала.

Площадь проекции определяется по формуле

$$S = dl,$$

где  $d$  и  $l$  – соответственно диаметр и длина шейки вала. Для большинства подшипников  $l = (0,5 \dots 1,2)d$ .

Значения  $[p_{cp}]$  и  $[p_{cp}v]$  зависят от материала поверхностей трения. Для стальных валов и бронзовых вкладышей  $[p_{cp}] = 4 \dots 6$  МПа;  $[p_{cp}v] = 4 \dots 6$  МПа(м/с).

### 3.3.3. Механизмы прямолинейного перемещения

Конструкция механизмов прямолинейного перемещения зависит от применяемого привода и действия на привод сил инерции от массы перемещаемых узлов.

В случае применения гидропривода, как правило, выходное звено механизма прямолинейного перемещения связано непосредственно со штоком гидроцилиндра без передаточного механизма. В случае применения в качестве привода электродвигателей и гидромоторов между валом электродвигателей и выходным звеном механизма прямолинейного перемещения встраивают передаточный механизм (ПМ), который обеспечивает повышение выходного момента и преобразует вращательное движение привода в поступательное движение выходного звена механизма прямолинейного перемещения.

На рис. 3.10, *a* показана конструкция механизма радиального перемещения руки с приводом от гидроцилиндра. Корпус гидроцилиндра 3 установлен в корпусе руки 2, а шток связан через шарнир 4 с кистью 1.

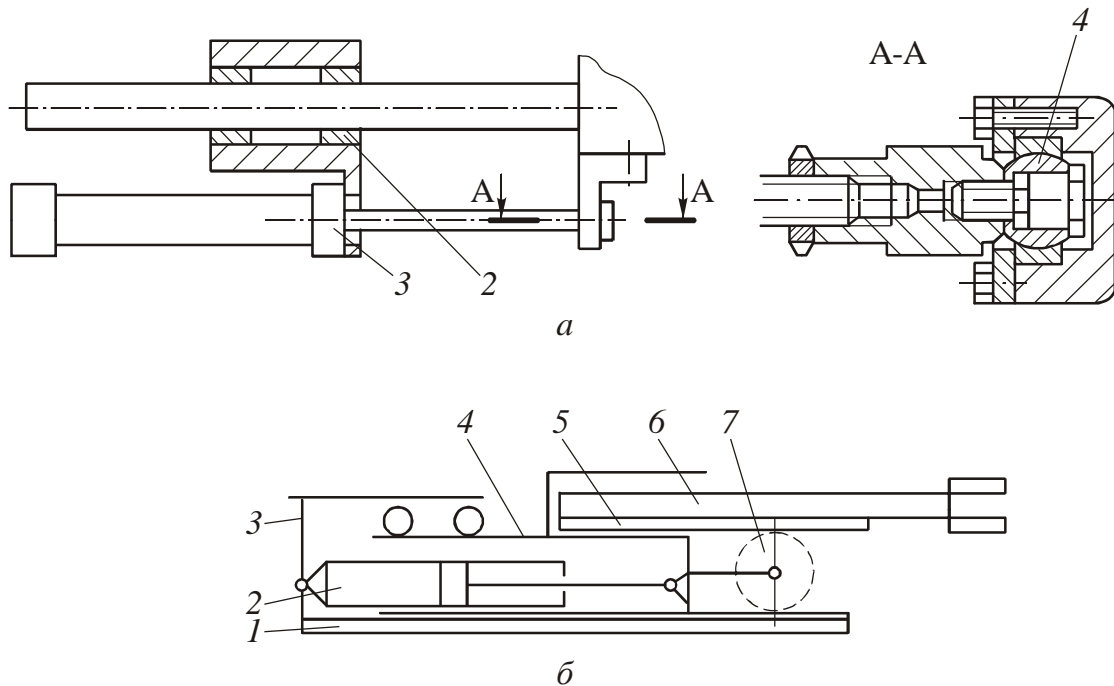


Рис.3.10. Механизм радиального перемещения руки



Недостатками конструкции являются уменьшение жесткости руки и большой ход цилиндра. На рис. 3.10, б показана схема механизма, позволяющего значительно устранить эти недостатки. Корпус цилиндра 2

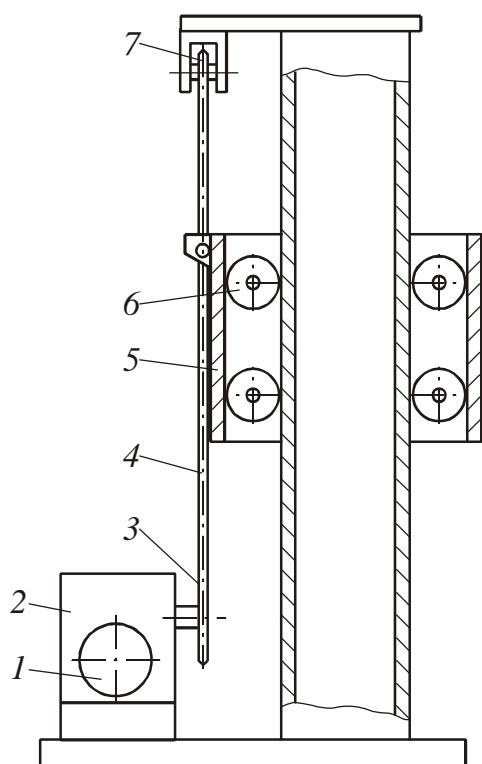


Рис. 3.11. Механизм подъема руки

связан с корпусом 3. На подвижной каретке 4 на оси установлено зубчатое колесо 7, находящееся в зацеплении с рейками 1, 5. Рейка 5 связана с направляющей руки 6, а рейка 1 – с корпусом 3. При движении каретки 4 зубчатое колесо 7, обкатываясь по рейке 1, переместит направляющую руки 6 на величину удвоенного хода цилиндра.

На рис. 3.11 показан механизм подъема руки с использованием цепной передачи. Движение от двигателя 1 через редуктор 2 поступает на звездочку 3 цепной передачи. Цепь 4 связана с кареткой механизма подъема 5. Натяжение цепи осуществляется звездочкой 7, закрепленной на колонне механизма подъема 6. В последнее время имеется тенденция вместо цепной использовать зубчато-ременную передачу.

## 4. РАЗРАБОТКА КОМПОНОВОЧНО - КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ

*Компоновочно-кинематическая схема (ККС) проектируемого изделия предопределяет его кинематику, вид приводов, систему управления. ККС станка разрабатывается на основе принятых технологической схемы, кинематических связей элементов оборудования (звеньев), их формы и взаимного расположения. Приведены примеры ККС различных металлообрабатывающих станков, в том числе с ЧПУ, и соответствующие уравнения кинематического баланса.*

Разработка компоновочно-кинематической схемы устройств является важнейшим этапом проектирования, т. к. при этом формализуется модель задуманной конструкции, предопределяются общий вид устройства или механизма, компоновка, виды приводов, система управления, связь с внешними устройствами и т. п.

Рассмотрим разработку ККС на примере такой сложной технологической машины, какой является металлообрабатывающий станок.

### 4.1. Кинематические связи в станках

Формообразование на станках осуществляется, как известно, путем согласованных относительных движений инструмента и заготовки. Эти движения могут быть простыми и сложными. К простым движениям формообразования относят вращательное, которое принято обозначать  $\Phi(V)$  и прямолинейное поступательное  $\Phi(P)$ . Сложными формообразующими движениями являются те, траектории которых образуются в результате согласованности двух или более вращательных и прямолинейных движений, а также их сочетаний. Запись двух и более простых движений в общих скобках свидетельствует о том, что они зависят друг от друга. Например, для образования резьбы необходимо обеспечить согласованное вращательное ( $V_1$ ) и прямолинейное ( $P_2$ ) движения:  $\Phi(V_1P_2)$ .

Кроме *формообразующих*, в общем случае станок должен обеспечить выполнение *установочных* и *делительных* движений.

Установочные движения необходимы для перемещения инструмента и (или) заготовки в такое относительное положение, при котором становится возможным получать поверхности требуемого размера. Де-

лительные движения предназначены для обеспечения равномерного расположения на заготовке одинаковых поверхностей.

Каждое исполнительное движение в станках осуществляется кинематической группой, представляющей собой совокупность источника движения, исполнительного органа (органов), кинематических связей и органов настроек, обеспечивающих требуемые параметры движения.

Под исполнительными органами понимают подвижные конечные звенья кинематической группы, непосредственно участвующие в образовании траектории исполнительного движения. Исполнительные органы, осуществляющие абсолютное или относительное движение заготовки или режущего инструмента в процессе формообразования, называют рабочими. Например, рабочими органами являются такие звенья станка, как стол, шпиндель, суппорт, ползун и т. п.

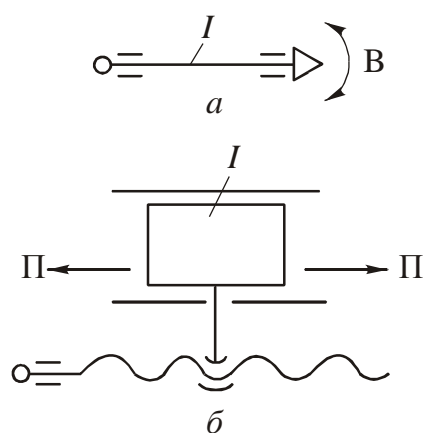


Рис.4.1. Исполнительные кинематические пары:  
а – вращательная; б – поступательная

В большинстве случаев исполнительные органы совершают вращательное или прямолинейное движение, т. е. являются подвижными звеньями вращательной или поступательной исполнительской кинематической пары (рис.4.1).

В зависимости от числа исполнительных органов кинематические группы делятся на простые и сложные. Простые группы имеют один исполнительный орган, а сложные – два и более исполнительных органов.

Любая кинематическая группа включает в себя два качественно различных вида кинематической связи – внутреннюю и внешнюю.

Под кинематической связью в станках понимают такую связь между звеньями или исполнительными органами станка (I, II на рис. 4.2), которая накладывает условия, ограничения, не позволяющие занимать произвольные положения в пространстве относительно друг друга и иметь произвольные скорости.

Под *внутренней* кинематической связью группы понимают совокупность кинематических звеньев и их соединений, обеспечивающих качественную характеристику движения, т. е. его траекторию. В простых кинематических группах она осуществляется соединением двух соприкасающихся звеньев исполнительной группы, одним из которых является сам исполнительный орган I группы – т. е. шпиндель, стол (рис.4.2, а), ползун (рис. 4.2, б) и т. д.

В сложных кинематических группах с двумя и более исполнительными органами (рис.4.2, б) внутренняя кинематическая связь реализуется в виде кинематической цепи (цепей), связывающей подвижные исполнительные органы группы и обеспечивающей строгую функциональную согласованность их перемещений или скоростей. Эти цепи называют внутренними, или функциональными, причем кинематическое соединение исполнительных органов сложной группы может быть как механическим, т. е. цепью механических передач, так и немеханическим, например в виде электрической цепи, как в станках с ЧПУ. Например, (рис. 4.2, б) группа, обеспечивающая сложное движение ( $V_1\Pi_2$ ) и имеющая два исполнительных органа I и II, должна содержать в своей структуре, как минимум, одну внутреннюю кинематическую цепь 1-4-2 между исполнительными органами.

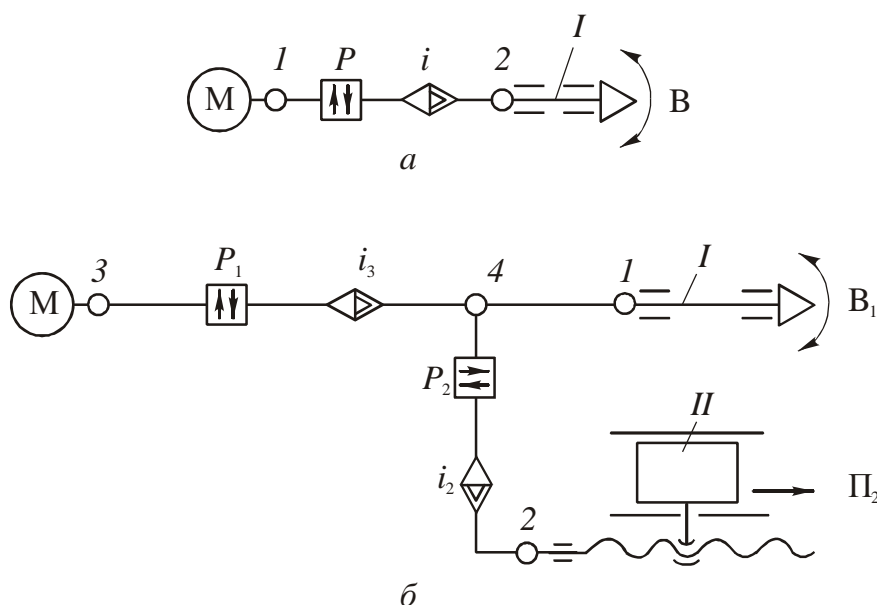


Рис.4.2. Структурные схемы кинематических групп:  
*a* – простой, *б* – сложной с двумя исполнительными органами

Под *внешней* кинематической связью группы понимают совокупность кинематических звеньев и их соединений, обеспечивающих *количественные* характеристики движения, т. е. его скорость, направление, путь и исходную точку. Обычно внешняя кинематическая связь сложной группы реализуется в виде кинематической цепи между источником движения  $M$  и одним из звеньев внутренней связи группы. Для простой кинематической группы внешняя кинематическая связь есть цепь 1-2 между источником движения  $M$  и исполнительным органом группы I

(рис.4.2, а). Внешняя кинематическая связь предназначена для передачи энергии от источника движения М во внутреннюю связь группы.

На рис. 4.2, б показана структурная схема<sup>1</sup> кинематической группы, обеспечивающей исполнительное движение ( $B_1P_2$ ), как в простейшем токарном станке, и имеющей два исполнительных органа – шпиндель I и суппорт II.

Для изменения и регулирования параметров движения в станках используют специальные устройства, которые в общем случае называют органами настройки. Органы настройки таких параметров движения, как траектория, скорость и иногда путь, на структурных схемах обозначают знаком  $\langle \diamond \rangle$  с буквой  $i$ , а орган настройки направления движения – знаком  $\square \updownarrow$ . Заштрихованная часть знака  $\langle \diamond \rangle$  указывает на фактическое направление передачи движения через орган настройки.

Органы настройки, регулирующие количественные характеристики движения, т. е. изменяющие скорость, направление, путь и исходную точку, всегда располагают во внешней связи кинематической группы (в цепи между источником движения и внутренней кинематической связью группы).

Органы настройки, регулирующие качественную характеристику движения, т. е. его траекторию, располагают только во внутренней кинематической связи группы. Причем в простых кинематических группах, имеющих один исполнительный орган и обеспечивающих вращательное или прямолинейное движение, необходимость в органе настройки на траекторию отсутствует.

В таблице 4.1 приведена классификация некоторых кинематических цепей и уравнения кинематического баланса, которые связывают движения *ведущего* и *ведомого* конечных звеньев цепи.

Кинематические схемы<sup>2</sup> станков с ЧПУ и обычных станков существенно отличаются друг от друга. Главное различие – в условиях автоматизации основных и вспомогательных движений, которые в станках с ЧПУ регулируются в соответствии с программой.

В станках с ЧПУ применяют электродвигатели с регулируемой частотой вращения, шаговые электродвигатели, беззачорные системы передач, передачи – винт-гайка качения, системы обратной связи и т. д.

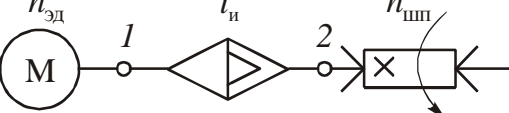
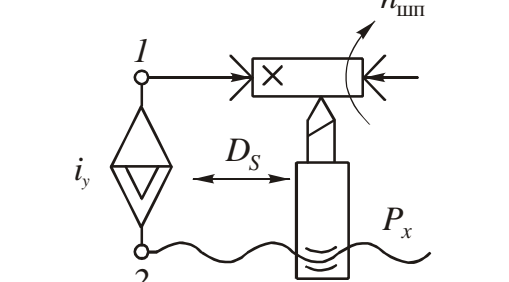
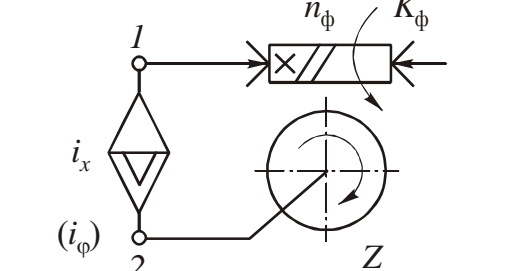
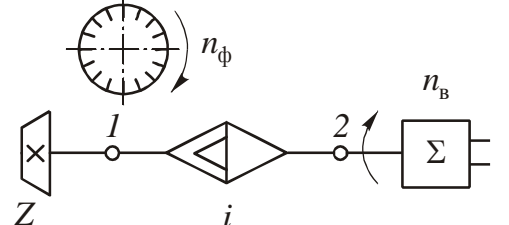
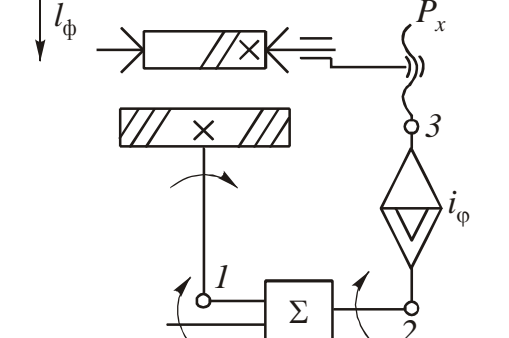
---

<sup>1</sup> Структурная схема механизма – это схема, указывающая неподвижные и подвижные звенья, виды кинематических пар и их взаимное расположение.

<sup>2</sup> Кинематическая схема механизма – это структурная схема с указанием размеров звеньев, необходимых для кинематического анализа механизма.

Таблица 4.1

## Классификация кинематических цепей [12]

Движение	Структурная схема кинематической цепи	Уравнение кинематического баланса
Главное – вращение шпинделя (токарный станок)		$n_{эд} \cdot i_u = n_{шп}$
Подачи – перемещение инструмента относительно заготовки (токарный станок)		$1_{об.шп} \cdot i_y \cdot P_x = S$
Обкатки – согласованное вращение инструмента и заготовки (зубофрезерный станок)		$1_{об.ф} \cdot i_x = \frac{K_ф}{z}$
Деления – периодический поворот заготовки на определенный угол (станок для нарезания конических зубчатых колес)		$n_в \cdot i_x = \frac{1}{z}$
Дифференциальное – дополнительный поворот заготовки при вертикальном перемещении червячной фрезы при нарезании колес с косыми зубьями (зубофрезерный станок)		$\frac{l_φ}{P_x} \cdot i_φ \cdot i_Σ = \frac{l_φ}{T}$
<p>Обозначения: <math>i_x, i_y</math> и др. – передаточные отношения звена настройки кинематической цепи; <math>P_x</math> – шаг ходового винта; <math>S</math> – подача; <math>K_ф</math> – число заходов червячной фрезы; <math>z</math> – число зубьев нарезаемого колеса; <math>l_φ</math> – перемещение червячной фрезы в направлении оси нарезаемого колеса; <math>T</math> – шаг винтовой нарезки (спирали) нарезаемого колеса с косыми зубьями; <math>n_д</math> – дополнительный поворот нарезаемого колеса с косыми зубьями при перемещении червячной фрезы на <math>l_φ</math>; 1, 2, 3 – кинематические пары, входящие в кинематическую цепь</p>		

В кинематических цепях главного движения при ступенчатом изменении частоты вращения шпинделя применяют асинхронные электродвигатели, от которых движение на шпиндель станка передается через автоматическую коробку скоростей (АКС) или шестеренную коробку скоростей. При требовании бесступенчатого регулирования частоты вращения шпинделя применяют электродвигатели постоянного тока совместно с шестеренной коробкой скоростей с малым числом ступеней, чем достигается широкий диапазон регулирования.

Некоторые типовые кинематические схемы приводов подач линейных координат станков с ЧПУ приведены на рис.4.3. Применяют приводы подач без обратной связи (разомкнутые) и с обратной связью (замкнутые).

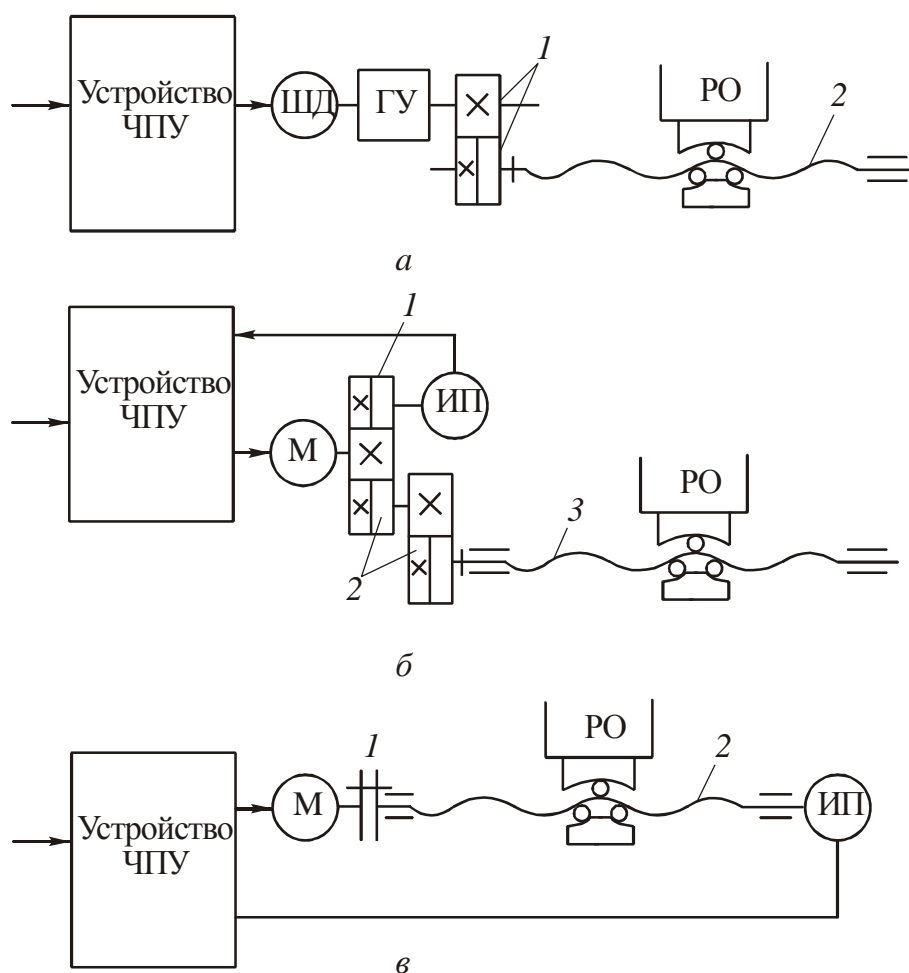


Рис.4.3. Кинематические схемы приводов подач станков с ЧПУ:  
*а* – редукторный привод без датчика обратной связи; *б* – редукторный привод, круговой датчик обратной связи соединен с электродвигателем; *в* – безредукторный привод, датчик обратной связи круговой, соединен с ходовым винтом

Разомкнутые приводы строят на основе применения силовых или несиловых шаговых двигателей (ШД). В последнем случае ШД используют в комплекте с гидроусилителем (ГУ) (рис.4.3, а). Из-за отсутствия контроля действительного положения рабочего органа (РО) станка, на точность перемещения РО в них будут влиять погрешности шагового электродвигателя, гидроусилителя и передаточных механизмов привода подач (зубчатой передачи 1, пары винт-гайка 2 и др.).

Приводы подач с обратной связью (замкнутые) обеспечивают контроль перемещения и действительного положения рабочего органа станка и могут быть нескольких типов. Так, в приводе (рис.4.3, б) между приводным двигателем М и ходовым винтом 3 установлен редуктор 2. Датчик обратной связи (круговой измерительный преобразователь ИП) соединен с двигателем через пару зубчатых колес 1.

Основные требования к кинематическим цепям подачи с точки зрения повышения точности передачи движения являются: исключение в передачах зазоров, уменьшение упругих деформаций, полное исключение

шестеренных редукторов из кинематических цепей или максимальное их упрощение.

На рис.4.4 приведена принципиальная кинематическая схема зубофрезерного станка с ЧПУ. В станке нет жесткой кинематической связи в цепи привода инструмента и заготовки. Обкатка осуществляется за счет электронной связи задающего датчика вращения 1 инструмента и датчика 2 слежения вращения стола с заготовкой. В приводах вращения используют электродвигатели постоянного тока с широким диапазоном бесступенчатого регулирования частоты вращения. Датчики 3, 4 и 5 контролируют вращение ходовых винтов приводов подач.

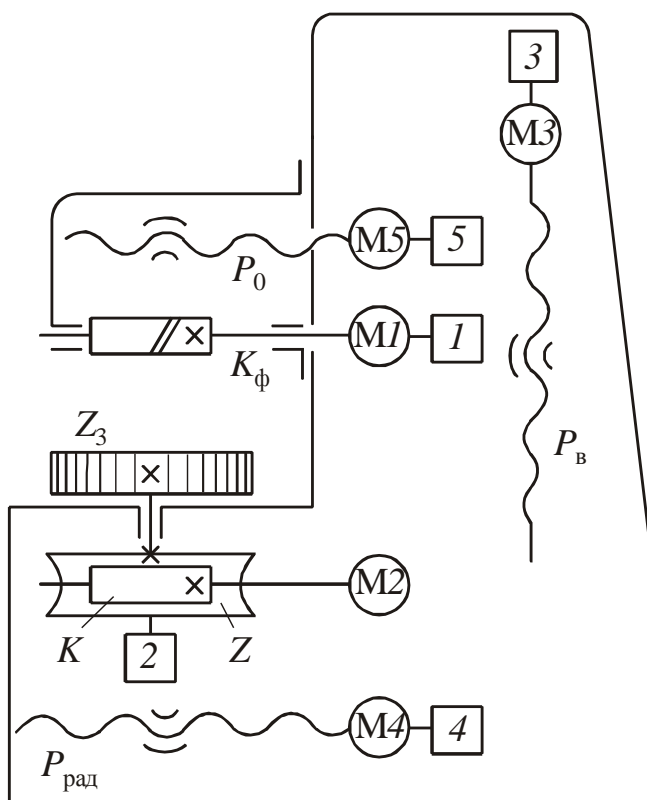


Рис. 4.4. Принципиальная кинематическая схема зубофрезерного станка с ЧПУ: М1, М2, М3, М4, М5 – электродвигатели привода соответственно вращения инструмента, стола, вертикальной, радиальной и осевой подач



Привод вращения стола осуществляется от электродвигателя постоянного тока М2 с высокой точностью отсчета угла поворота. Управление работой станка осуществляется от системы ЧПУ. Зубчатые колеса обрабатываются по методу обкатки. Согласование вращения фрезы и заготовки осуществляется с помощью электронной гитары деления.

#### 4.2. Разработка компоновочно - кинематической схемы

В разработке компоновочно - кинематической схемы можно выделить четыре этапа.

1. Составление принципиальной (технологической) схемы станка, которая должна давать полное объяснение принципа его работы.

На рис.4.5 приведена принципиальная (технологическая) схема токарного станка, который, в соответствии с заданием, например, должен обеспечить обработку цилиндрических поверхностей, подрезку торца, нарезание резьбы и т. п. Для этого, очевидно, станок должен иметь главное движение  $D_r$  – вращение заготовки 1 и движения подачи продольной  $D_{спр}$  и поперечной  $D_{споп}$ .

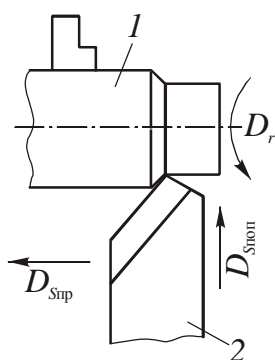


Рис. 4.5. Технологическая схема токарного станка: главное движение  $D_r$  – вращение заготовки 1; движения подачи  $D_{спр}$ ,  $D_{споп}$  – продольное и поперечное перемещения резца 2

2. Составление структурной схемы станка. Структурную схему составляют на основе принципиальной (технологической) схемы.

На структурной схеме должны быть в виде квадратов и прямоугольников изображены основные функциональные части станка. Графическое построение схемы должно давать наиболее наглядное представление о последовательности взаимодействия функциональных частей станка.

На структурной схеме должны быть указаны полные или сокращенные наименования каждой изображенной части станка.

На рис.4.6. приведена структурная схема токарного станка.

Уравнения кинематического баланса в общем виде имеют следующий вид:

- Цепь главного движения  $n_{эд} \cdot i_u = n_{шп}$ .

- Цепь продольной подачи  $1_{об.з} \cdot i_y \cdot P_{x1} = S_{пр}$ ;
- Цепь поперечной подачи  $1_{об.загот} \cdot i_y \cdot P_{x2} = S_{поп}$ .

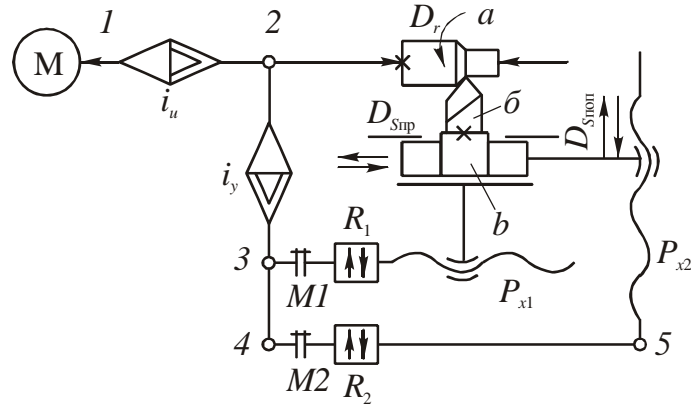


Рис.4.6. Структурная схема токарного станка:  
 1–5 кинематические пары, входящие в кинематическую цепь;  
 а – заготовка; б – резец; в – суппорт; М1, М2 – муфты сцепления;  
 $P_{x1}$ ,  $P_{x2}$  – шаг ходовых винтов;  $R_1$ ,  $R_2$  – механизмы реверса

Примеры схем других станков приведены в [8].

3. Составление компоновочной схемы станка. На основе технологической (принципиальной) и структурной схем определяют основные размеры станка, его форму и составляют так называемую компоновочную схему станка.

Исходными данными для выбора основных размеров станка являются:

- размеры обрабатываемых заготовок;
- режимы резания, которые зависят от материала заготовки, материала инструмента, принципа обработки и т. д.;
- действующие силы резания, крутящие моменты и т. п.

При составлении компоновочной схемы станка необходимо решить, какой будет привод главного движения и какой орган настройки он будет иметь (гитара, коробка скоростей, АКС, электродвигатель постоянного тока и др.), какой привод будут иметь механизмы подач, механизмы вспомогательных движений и др.

4. Составление компоновочно-кинематической схемы станка.

На основе выбранных схем – принципиальной (технологической), структурной и компоновочной составляют компоновочно-кинематическую схему станка. При этом определяют частоты вращения приводов главного движения, подач и других механизмов, общие передаточные отношения кинематических цепей и частные передаточные

отношения механизмов, выбирают числа зубьев и параметры передач, диаметры шкивов и т. п.

Кинематические схемы следует оформлять в соответствии с ГОСТ 2.701 - 84 и ГОСТ 2.703 - 81.

В случае включения в кинематическую схему гидравлических и пневматических устройств их изображают на схеме условными обозначениями с указанием основных характеристик (производительность, давление насосов, диаметр поршня и т. д.).

Примеры компоновочно-кинематических схем различных технологических машин представлены ниже на рис. 9.1; 9.2; 9.3.2; 9.4; 9.5.2 и др.

## 5. ПРИВОДЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

*Проведен сравнительный анализ приводов технологических машин: электрического, гидравлического, пневматического, вибрационного; дана методика оценки энергетических характеристик привода, приведен пример расчета мощности двигателя для вращательной степени подвижности и двигателя для привода поступательного движения элементов промышленного робота.*

Привод в значительной степени определяет структуру и параметры как системы управления, так и механической системы машин.

### 5.1. Типы приводов

По виду энергоносителя различают следующие типы приводов: электрический, пневматический, гидравлический, вибрационный и их комбинации (рис. 5.1).



Рис. 5.1. Типы приводов

Преимущества пневмопривода: относительная дешевизна, конструктивная простота, высокая надежность, пожаробезопасность. Основной недостаток пневмопривода – трудность реализации следящего привода из-за высокой сжимаемости энергоносителя. Поэтому пневмопривод используется главным образом в системах с цикловым управлением (например, в промышленных роботах с позиционированием исполнительных звеньев по жестким регулируемым упорам). Другой недостаток пневмопривода связан с ограничением давления энергоносителя, которое не должно превышать  $6 \text{ кг/см}^2$ , что приводит к большим, чем у машин с гидроприводом, габаритным размерам исполнительных двигателей.

Основные преимущества электропривода перед гидроприводом – это простота обслуживания, отсутствие утечек масла, высокий КПД, отсутствие дополнительных преобразователей энергии в виде гидро-

станции, более низкий уровень шума. Преимуществами гидропривода являются компактность и малая масса исполнительных двигателей, низкая постоянная времени и более простое управление маломощными электрогидравлическими преобразователями по сравнению с управлением мощными электромоторами постоянного тока.

**Высокочастотный вибрационный привод [3].** Так как все виды приводов, кроме вибрационного, рассматриваются в специальных курсах, в настоящем разделе приведен анализ процесса функционирования вибродвигателя.

Принцип действия вибродвигателей рассмотрим, исходя из характера взаимодействия преобразователя и перемещаемого тела (ротора – для устройств вращательного действия и ползуна – для устройств поступательного действия). Рассмотрим вибродвигатели, работающие на основе суммирования тангенциальных составляющих ударного импульса. По гипотезе сухого трения тангенциальная составляющая ударного импульса пропорциональна его нормальной составляющей, а коэффициент пропорциональности равен коэффициенту сухого трения  $f_{тр}$ .

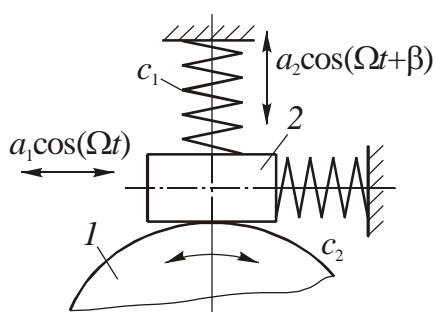


Рис. 5.2. К принципу действия вибродвигателя

Преобразователь колебаний (рис. 5.2), представляющий собой колеблющееся звено 2 на упругих подвесках, жесткости которых  $c_1$  и  $c_2$ , образует колебательную систему с сосредоточенными параметрами с двумя степенями подвижности. Двухмерное движение колеблющегося звена 2 определяет и нормальную, и тангенциальную составляющие скорости удара при неподвижном роторе 1. Сдвиг фазы  $\beta$  гармонических колебаний звена 2 по соответствующим степеням под-

вижности обеспечивает необходимую для приведения во вращение ротора 1 синхронизацию возвратно-поступательных движений звена 2, а соотношение  $c_2 > c_1$  определяет характер взаимодействия элементов 1 и 2 вибродвигателя. Длительность этого взаимодействия зависит от параметров  $a_1$  и  $a_2$  и частоты колебаний  $\Omega$  звена 2.

По виду исполнительных двигателей можно выделить следующие приводы: с двигателями поступательного прямолинейного перемещения (гидроцилиндры, пневмоцилиндры, линейные электродвигатели); с вращательными малооборотными двигателями (роторные гидро- и пневмоцилиндры, радиально-поршневые гидромоторы); с высокоскоростными вращательными двигателями (электродвигателями, аксиально-поршневые гидромоторы, пневмодвигатели). Приводы первых двух ти-

пов в некоторых случаях могут соединяться с исполнительными звеньями без передаточных механизмов, т. е. непосредственно или с помощью компенсирующих муфт. При этом конструкция механической системы значительно упрощается. Для приводов третьего типа редукторы необходимы для согласования скоростей движения и силовых характеристик ведущих валов двигателей и исполнительных звеньев.

По типу управления можно различать: 1) разомкнутые приводы с позиционированием по жестким механическим или электрическим упорам; для этих приводов характерно использование цикловых систем управления, т. к. в этом случае значение перемещения не программируется, а устанавливается заранее регулировкой упоров; 2) разомкнутые приводы с цифровым управлением, в которых в качестве двигателей могут быть использованы шаговые двигатели или составные цилиндры (позиционеры); 3) следящие приводы, замкнутые с обратной связью по положению, а также по некоторым другим параметрам (скорости, силе и др.).

В настоящее время в современных устройствах чаще всего используют следящие гидропривод и электропривод постоянного тока. Эти приводы пригодны как для позиционных, так и для контурных систем управления.

## **5.2. Энергетические характеристики привода**

После выбора типа привода возникает задача ориентированной оценки мощности двигателей. Проведем эту оценку применительно к промышленному роботу [11].

Точно определить мощность на стадии проектирования не представляется возможным, т. к. неизвестны значения массы звеньев, координаты их центров масс и т. п., поэтому на стадии проектирования приходится делать ряд допущений, тем самым сводя решение к оценке, а не определению мощности двигателей.

Рассмотрим в качестве примера манипулятор, работающий в сферической системе координат (рис. 5.3).

В техническом задании задаются обычно следующие параметры:

$m$  – грузоподъемность или масса переносимого груза, кг;

$r$  – максимальный радиус действия, м;

$\varphi, s$  – пределы перемещения груза по координатам, рад, м;

$\omega, v$  – номинальная скорость соответственно вращения и поступательного перемещения груза по координатам, рад/с, м/с.

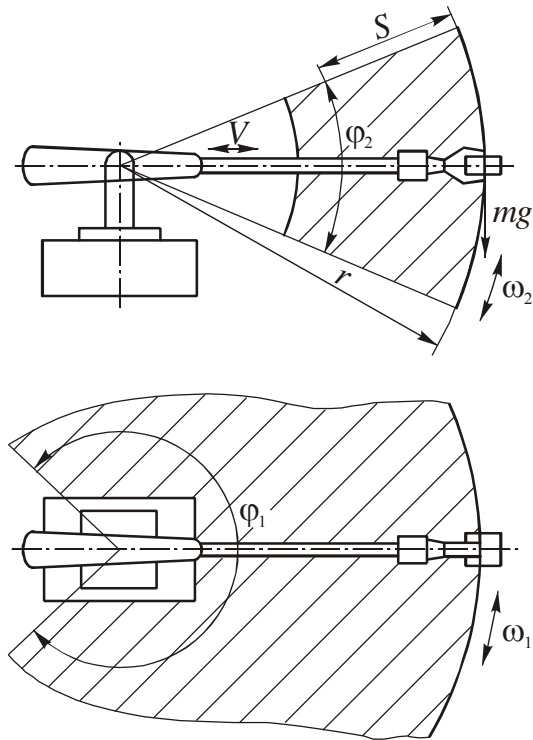


Рис. 5.3. Схема манипулятора, работающего в сферической системе координат

Для оценки динамического момента делаем следующие допущения: разгон и торможение (замедление) происходят с постоянным ускорением;  $S_p = S_T = K_1 \cdot S$  – длина пути разгона равна длине пути замедления и составляет  $K_1$  от всего пути. Чем меньше  $K_1$ , тем, очевидно, больше перегрузки испытывает ПР.

Зададимся  $K_1=0,1$  (по аналогии со значением этой характеристики у подобных роботов).

Ускорение, выраженное через параметры, заданные в техническом задании,

Мощность двигателя поворотной (вращательной) координаты для всех вращений относительно осей  $z, x$

$$N_B = \frac{\omega}{\eta} (M_H + M_{И}), \quad (5.1)$$

где  $\eta$  – КПД передачи;  $M_H$  – момент неуравновешенности, возникающий от неуравновешенных масс (включая переносимый груз) относительно оси вращения, Н·м.

$M_{И}$  – инерционный, или динамический, момент, возникающий в периоды разгона и торможения, определяется выражением

$$M_{И} = \frac{I_B \cdot \varepsilon}{2}, \quad (5.2)$$

где  $I_B$  – момент инерции вращающихся частей манипулятора, кг·м<sup>2</sup>;  $\varepsilon$  – угловое ускорение, рад/с.

На рис. 5.4 представлена схема

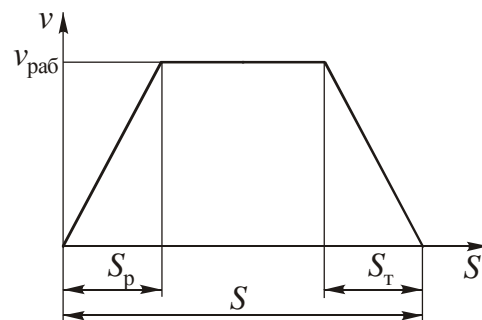


Рис. 5.4. Схема изменения скорости захватного устройства на пути  $S$

$$\varepsilon = \frac{\omega^2}{2K_1\varphi}. \quad (5.3)$$

Момент инерции вращающихся частей

$$I_B = I_r + I_M = K_2 I_r; \quad (5.4)$$

$$I_B = k_2 \cdot I_r = k_2 \cdot mr^2.$$

Здесь  $I_r = mr^2$  – момент инерции от максимально переносимого груза  $m$  на максимальном радиусе вращения  $r$ ,  $I_M$  – момент инерции вращающихся частей манипулятора,  $K_2$  – коэффициент конструкции. Учитывая, что для ПР «Unimate», «Универсал 15.01», «Универсал 50»  $K_2 = 1,8 \dots 2,3$ , принимаем  $K_2 = 2$ .

Подставим значения формул (3) и (4) в формулу (2), получим динамический момент

$$M_{И} = I_B \cdot \varepsilon = \frac{K_2 mr^2 \omega^2}{2K_1 \varphi}. \quad (5.5)$$

Момент неуравновешенности

$$M_{Н} = K_3 mgr \cos \alpha. \quad (5.6)$$

Здесь  $K_3 = \frac{m_H}{m}$  – коэффициент конструкции, учитывающий момент неуравновешенности подвижных частей относительно оси вращения;  $\alpha$  – угол наклона плоскости вращения к горизонтали (рис. 5.5).

Если у манипулятора механизм руки уравновешен без груза, то  $K_3 = 1$ .

После подстановки соотношений (5.5) и (5.6) в (5.1) получаем формулу для оценки мощности двигателя для вращения вокруг оси  $z$ :

$$N_{Bz} = \frac{\omega}{\eta} \cdot \left( \frac{K_2 \cdot m \cdot r^2 \cdot \omega^2}{2K_1 \cdot \varphi} + K_3 \cdot m \cdot g \cdot r \cdot \cos \alpha \right). \quad (5.7)$$

**Пример.** Оценить мощность двигателя для вращательной (вокруг оси  $z$ ) степени подвижности, если задано:  $m = 5$  кг;  $r = 1$  м;  $\omega = 2$  с<sup>-1</sup>;  $\varphi = 1$  рад;  $\alpha = 0$  (вращение вокруг вертикальной оси).

Принимаем:  $K_1 = 0,1$ ;  $K_2 = 2$ ;  $K_3 = 1$ ;  $\eta = 0,8$ .



Тогда мощность, требуемая для вращательной степени подвижности согласно формуле 7, составит

$$N_{Bz} = \frac{\omega}{\eta} \cdot \left( \frac{K_2 \cdot m \cdot r^2 \cdot \omega^2}{2K_1 \cdot \varphi} + K_3 \cdot m \cdot g \cdot r \cdot \cos\alpha \right) =$$

$$= \frac{2}{0,8} \left( \frac{2 \cdot 5 \cdot 1^2 \cdot 2^2}{2 \cdot 0,1} + 1 \cdot 5 \cdot 10 \cdot 1 \right) \cong 625 \text{ Вт.}$$

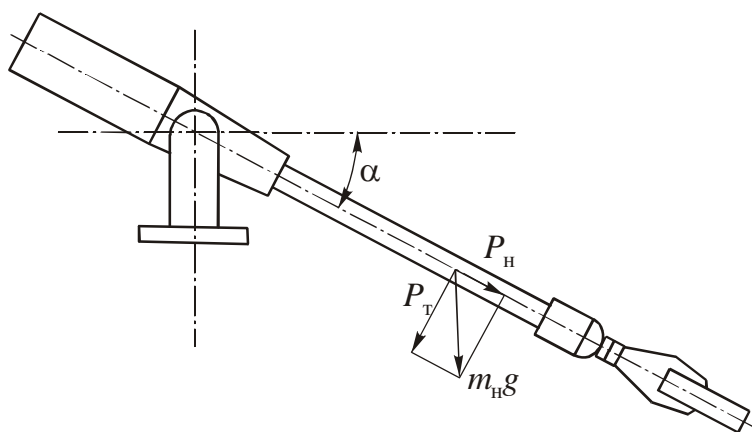


Рис. 5.5. Расчетная схема радиального выдвижения руки манипулятора

Для координаты с прямолинейным поступательным движением

$$N_{\Pi} = \frac{V}{\eta} (P_{И} + P_{H}). \quad (5.8)$$

Инерционная сила  $P_{И}$ , действующая на привод в период разгона и замедления

$$P_{И} = K_4 \cdot m \cdot a, \quad (5.9)$$

где  $K_4 = \frac{m_H}{m}$  – коэффициент, учитывающий общую массу подвижных частей манипулятора  $m_H$  в Н.

Линейное ускорение, аналогично формуле (5.3),

$$a = \frac{V^2}{2K_1 S}. \quad (5.10)$$

Инерционная сила  $P_{И}$  определяется аналогично со случаем вращательного момента – формулой (5.5)

$$P_{И} = \frac{K_4 \cdot m \cdot V^2}{2K_1 S}. \quad (5.11)$$

Сила  $P_H$  возникает от массы перемещающихся частей манипулятора. Наихудший вариант нагружения привода – при максимальном угле наклона  $\alpha$  к горизонтали:

$$P_H = m_H \cdot g \cdot \sin \alpha = K_4 \cdot m \cdot g \sin \alpha. \quad (5.12)$$

Мощность прямолинейного движения (подставим в формулу (5.8) формулы (5.11) и (5.12))

$$N_{\Pi} = \frac{K_4 V \cdot m}{\eta} \left( \frac{1}{2K_1} \cdot \frac{V^2}{S} + g \sin \alpha \right). \quad (5.13)$$

Для приводов с горизонтальным перемещением ( $\alpha = 0$ ), например для манипуляторов, работающих в цилиндрической системе координат при  $K_1 = 0,1$  и  $K_4 = 2$ , получаем

$$N_{\Pi X} = \frac{10 \cdot V^3 \cdot m}{\eta \cdot S}. \quad (5.14)$$

**Пример.** Оценить мощность двигателя поступательной степени подвижности для следующих данных:

$m = 5$  кг;  $V = 1$  м/с;  $\eta = 0,8$ ;  $S = 1$  м;

$$N = \frac{10 \cdot V^3 \cdot m}{\eta \cdot S} = \frac{10 \cdot 1 \cdot 5}{0,8 \cdot 1} \cong 62 \text{ Вт.}$$

Если  $V = 2$  м/с, то  $N = 400$  Вт.

Для приводов с вертикальным (по  $z$ ) перемещением ( $\alpha=1,57$ )

$$N_{\Pi Z} = \frac{10 \cdot K_4 \cdot V \cdot m}{\eta} \left( \frac{V^2}{2S} + 1 \right). \quad (5.15)$$

## 6. УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ МАШИНАМИ

*Сущность и основные понятия процесса управления технологическими машинами. Виды и структурные схемы систем автоматического управления. Числовое программное управление. Системы управления с распределительным валом и копировальная система, система циклового программного управления.*

Управление технологическими машинами состоит из подачи соответствующих команд исполнительным механизмам, получения информации о результатах управления (перемещениях рабочих органов, срабатывании различных механизмов), анализа полученной текущей информации, выработки решения и исполнения принятого решения.

Управление может выполняться оператором (вручную) или без его непосредственного участия – системой автоматического управления.

При управлении, например, металлорежущим станком вручную оператор использует свой опыт и сведения о методах обработки, последовательности выполнения технологических переходов, применяемых режимах обработки, возможностях и особенностях конструкции применяемого станка, режущих инструментов и др. На основе разработанной технологической карты или своего опыта и знаний он выбирает нужный режущий инструмент, зажимные и другие приспособления, мерительный инструмент, осуществляет их установку, наладку и подналадку. И затем выполняет управление процессом обработки, получая соответствующее его квалификации качество обработки и производительность [12].

При автоматическом управлении станком функции его управления выполняет *система автоматического управления (САУ)*, работающая по заранее составленной управляющей программе, вводимой в систему управления с помощью соответствующего программноносителя.

Под *управляющей программой (УП)* понимают совокупность команд на языке программирования, соответствующую заданному алгоритму функционирования станка. Носитель данных, на котором записана УП, называют *программононосителем*. В качестве программноносителя используют кулачки, копиры, линейки с упорами, а также запоминающие устройства различного типа. САУ бывают разомкнутыми и замкнутыми.

В разомкнутых системах управления (рис. 6.1, а) имеется только прямой поток информации  $j_1$ , и устройство управления (УУ) не контролирует действительное положение рабочего органа станка, поэтому точность его перемещения будет зависеть от точности передаточных механизмов привода подачи.

Разомкнутыми системами управления являются системы управления с распределительным валом (РВ), механические копировальные системы, системы ЧПУ с приводами подач, в которых используются шаговые электродвигатели.

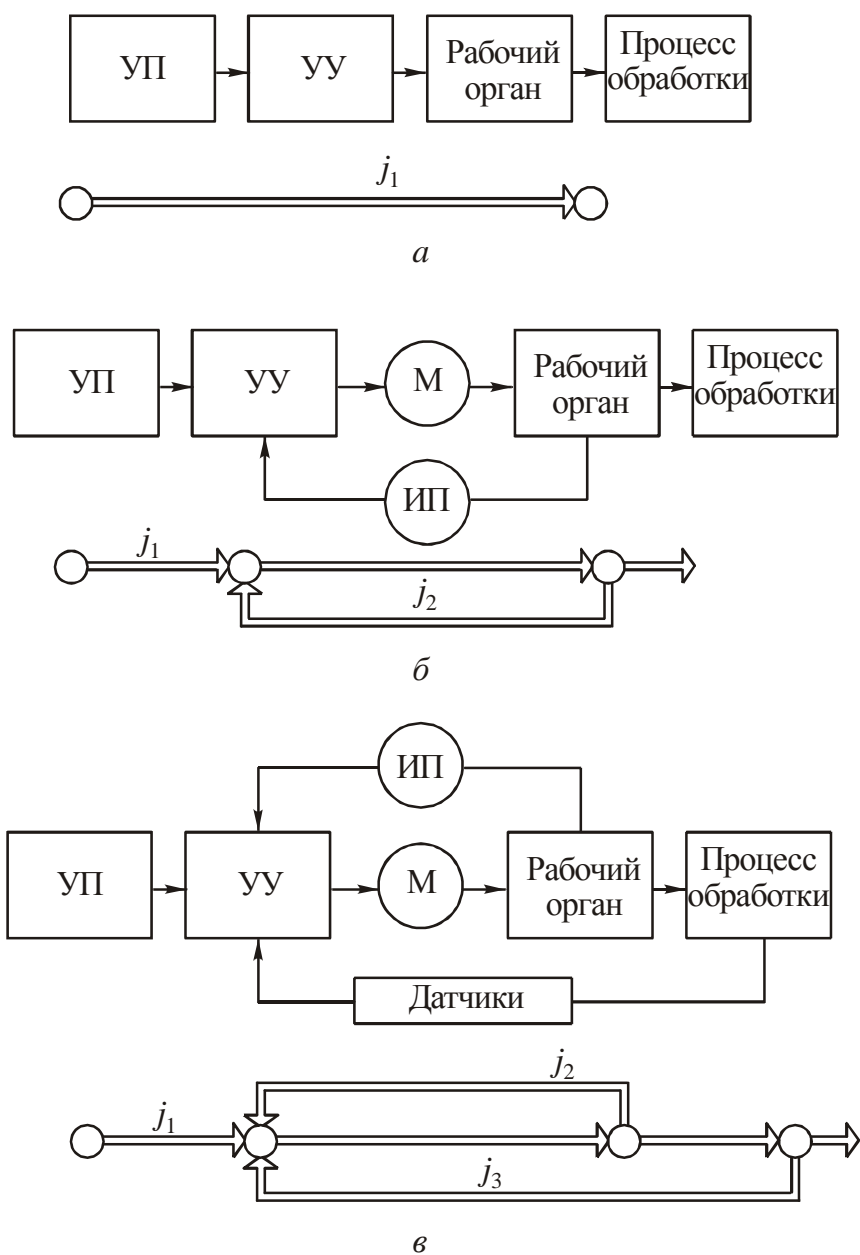


Рис. 6.1. Структурные схемы систем автоматического управления:  
 а – разомкнутая; б – замкнутая с ИП по положению рабочих органов станка;  
 в – адаптивная

*Замкнутые системы управления* подразделяют на три подгруппы:

– с обратной связью по положению рабочих органов станка (стола, салазок, шпиндельной бабки) – поток информации  $j_2$  от измерительного преобразователя (ИП), рис. 6.1, б. К этой группе относятся следующие копировальные системы, большинство современных систем ЧПУ;

– с обратной связью по положению рабочих органов станка и с компенсацией погрешностей станка (тепловых деформаций, износа, вибраций и др.). В этих системах имеются дополнительные датчики, измеряющие погрешности станка и также передающие сигналы в УУ для коррекции начальной информации;

– адаптивные, в которых кроме обратной связи по положению рабочих органов станка (поток информации  $j_2$ ) имеется обратная связь (поток информации  $j_3$  от соответствующих датчиков) по параметрам процесса обработки (силе резания, крутящему моменту, температуре в зоне резания, амплитуде вибраций и др.), что позволяет учитывать и компенсировать влияние на точность обработки колебаний припуска на заготовке, твердости обрабатываемого материала, износа режущего инструмента и других факторов, которые носят случайный характер, и их предусмотреть заранее невозможно, рис. 6.1, в. Эти системы управления являются самыми сложными, но обеспечивают высокую точность, оптимальную производительность и минимальную себестоимость обработки.

В системах управления с распределительным валом (РВ) за счёт применения дисковых и цилиндрических кулачков, установленных на РВ, обеспечивается управление большим числом различных рабочих органов с надежной и максимальной синхронизацией их движений.

На рис. 6.2 приведена схема автомата, управляемого распределительным валом. Автомат предназначен для деформирующей обработки отверстий в кольцах подшипников.

Обработка колец осуществляется деформирующей прошивкой двухстороннего действия 9, которую проталкивают через отверстие подлежащих обработке колец поочередно правый и левый толкатели 10, расположенные в направляющих втулках 11, установленных в корпусе 1. Толкатели приводятся двухплечими рычагами 2, взаимодействующими с установленными на распределительном валу кулачками 7. На этом же валу установлен кулачок 8, который через толкатель 6, рычаг 3 и питатель 4 поштучно выдает кольца из магазина 5 в рабочую зону.

На рис. 6.2, б показано положение, когда левый толкатель 10 завершил перемещение прошивки 9 вправо. Далее последует его возврат влево, подача очередного кольца в рабочую зону и обработка отверстия

прошивкой, перемещаемой в обратном направлении правым толкателем. Затем цикл повторяется.

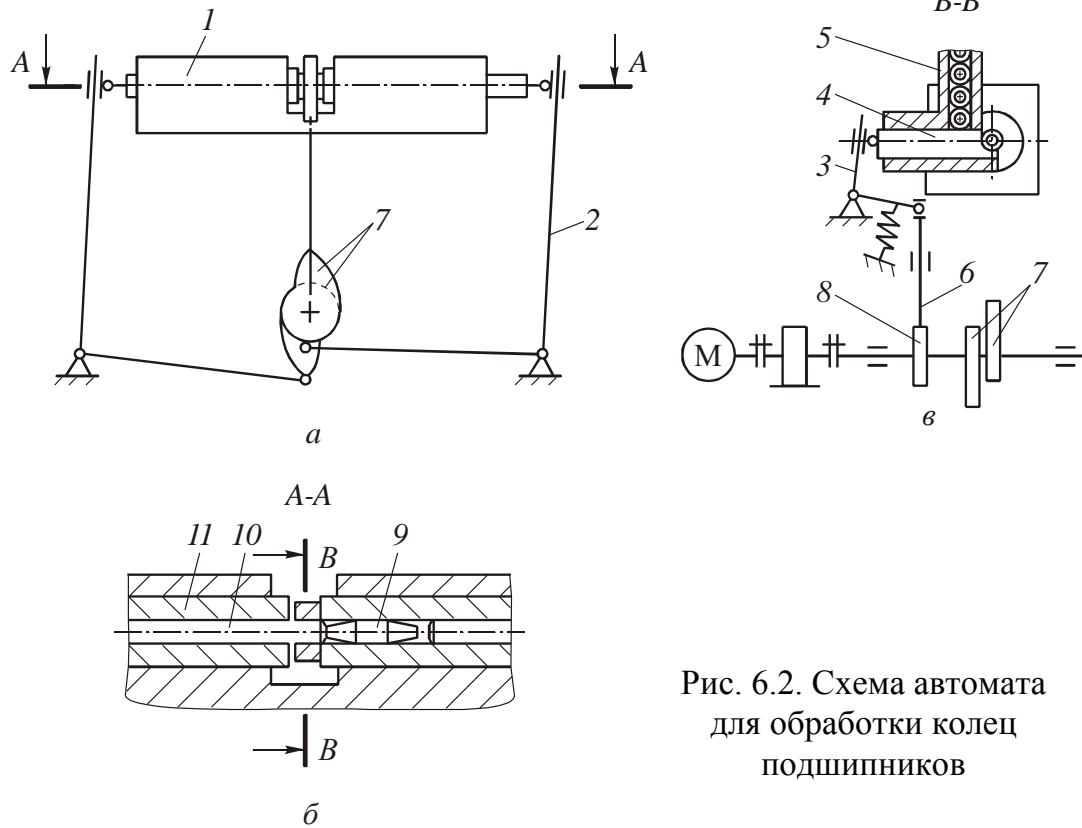


Рис. 6.2. Схема автомата для обработки колец подшипников

Другой системой контурного управления механического типа является копировальная система (рис. 6.3), в которой копир можно рассматривать как кулачок, развернутый на плоскость [12].

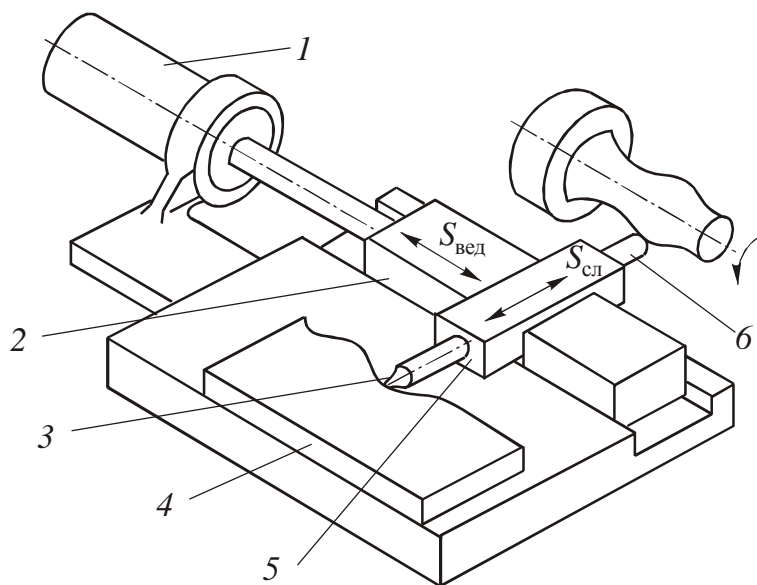


Рис. 6.3. Копировальная система управления

Вместо распределительного вала применен крестовый суппорт, обеспечивающий синхронизацию ведущего движения  $S_{вед}$  от гидроцилиндра 1 (при продольном движении каретки 2) со следящим движением  $S_{сл}$  шупа 3, получаемым от копира 4 (движение поперечной каретки 5). Резец 6 совершает одновременное (суммарное)

движение в продольном и поперечном направлениях. В этой системе программносителем является профиль копира, а траектории простых движений определяются направляющими суппорта (внутренним источником информации станка).

В копировальных системах управления отсутствует информация о фактическом положении исполнительного устройства, поэтому их относят к системам управления незамкнутого типа. Описанную схему управления прямого действия используют редко. Для уменьшения сил, возникающих на копире и щупе, между щупом и инструментом устанавливают усилитель (гидравлический или электрический).

Копировальные системы управления, как и системы управления с РВ, большей частью просты по конструкции, надежны в работе и имеют невысокую стоимость. Однако преобразование числовой информации чертежа изделия в аналоговый вид (кулачки, копиры) требует трудоемкого проектирования, изготовления физических аналогов и их последующей наладки на станке. Это приводит к низкой мобильности данных систем управления (особенно систем управления с РВ), а указанное преобразование числовой информации УП приводит к погрешностям передачи информации, возникающим при изготовлении кулачков и копиров, а также вследствие их изнашивания в процессе эксплуатации [12].

*В системах циклового программного управления (ЦПУ) одна часть УП – информация о цикле и режимах обработки – задается в числовом виде с использованием в качестве программносителей как электромеханических информационных носителей (штекерные и коммутационные поля, программные барабаны, диодные перепрограммируемые матрицы, разъемы, перфокарты и др.), так и электронных носителей, построенных на основе больших интегральных схем (БИС) полупостоянных запоминающих устройств с электрической перезаписью информации.*

Другая часть УП – размерная информация, характеризующая перемещения рабочих органов станка, – устанавливается с помощью путевых упоров на специальных линейках или барабанах. Для каждой координаты настраивают и устанавливают свою линейку.

На рис. 6.4 показана типовая структурная схема системы ЦПУ.

Размерная информация в системах ЦПУ задается путевыми упорами на линейках 1 и 4, закрепленных, например, на продольном 3 и поперечном 2 суппортах. При перемещении линеек упоры воздействуют на микропереключатели  $D_1 - D_n$ , выдающие сигнал об окончании обработки каждого этапа.

Точность срабатывания и остановки рабочего органа составляет  $\pm 0,015$  мм. В настоящее время применяют, как правило, бесконтактные (индуктивные) путевые переключатели.

Рассмотренный способ задания УП в системах ЦПУ позволяет сократить время их переналадки по сравнению с временем переналадки ранее описанных систем управления. Трудоемкими остаются только установка и настройка путевых упоров. Однако их не надо каждый раз изготавливать заново (как кулачки и копиры), и настройку можно делать заранее вне станка, так как линейки выполняют съемными.

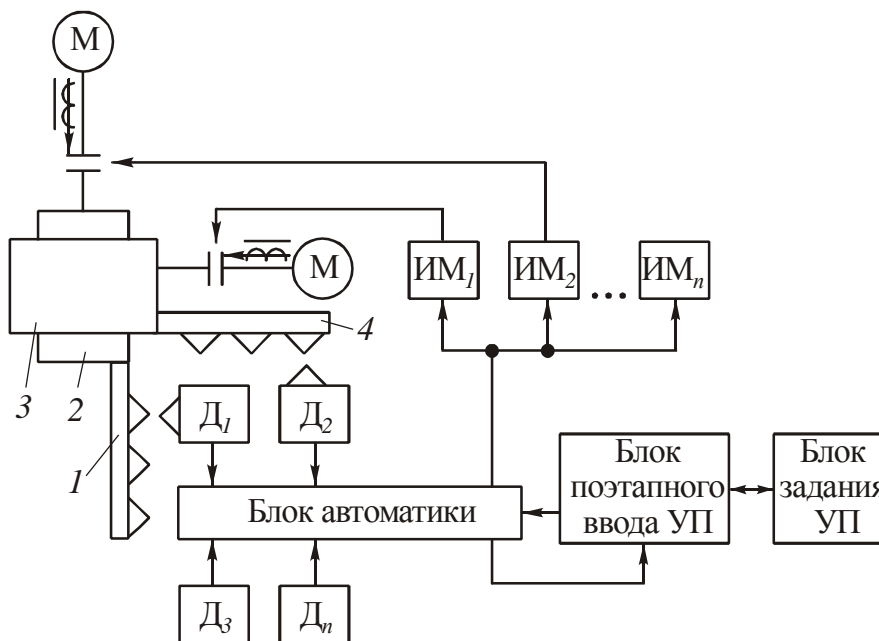


Рис.6.4. Структурная схема системы ЦПУ

В настоящее время в качестве блока автоматики используют *программируемые командоаппараты ПК*, которые, как и обычные релейные устройства, выполняют логические функции и функции выдержки времени.

ПК представляют собой совокупность аппаратных и программных средств, позволяющих имитировать работу любой схемы, состоящей из конечного числа взаимодействующих между собой реле, временных датчиков, счетных схем. На ПК осуществляются сбор и логическая обработка сигналов, поступающих от датчиков, конечных переключателей, кнопок, а также формирование команд позиционирования управления объектом – включение и выключение различных исполнительных механизмов и т. п.

Основное отличие ПК от заменяемых ими электрических устройств управления обычного типа – построение не по схемному, а по программному принципу. Соответственно этому для автоматизации различных циклов не требуется индивидуального комплектования аппаратурой и монтажа соединений, необходимо лишь выбрать одно из



стандартных исполнений ПК (требуемый набор блоков) по количественным параметрам (число входов и выходов) и задать программу, обеспечивающую исполнение нужного цикла работы. Обычно ПК имеют модульное построение, позволяющее наращивать число выходов и входов [12].

Под *системой числового программного управления (ЧПУ)* понимают совокупность функционально взаимосвязанных и взаимодействующих технических и программных средств, обеспечивающих числовое программное управление станком.

Основой системы ЧПУ является устройство ЧПУ (УЧПУ), выдающее управляющие воздействия на исполнительные органы станка в соответствии с УП и информацией о состоянии управляемого станка. Для выполнения функций управления в состав УЧПУ должны входить следующие взаимосвязанные и взаимодействующие составные части: технические средства и программное обеспечение (системное, технологическое и функциональное).

Принципиальное отличие систем ЧПУ от ранее рассмотренных систем автоматического управления заключается в способе расчета и задания УП, а также ее передачи для управления рабочими органами станка.

В системах ЧПУ вся информация УП подготавливается и передается рабочим органам станка *только в цифровой (дискретной)* форме. Траектория движения режущего инструмента относительно обрабатываемой заготовки представляется в виде ряда его последовательных положений, каждое из которых определяется числом.

Подробнее о системах ЧПУ, подготовке УП см., например, в книге Ратмиров В. А. Управление станками гибких производственных систем. – М.: Машиностроение, 1987. – 272 с.

## 7. РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ

*Качество изделия определяется, в частности, на стадии маркетинговых исследований и формализуется в виде технических характеристик и требований. Трансформация этих требований на отдельные узлы и детали осуществляется с использованием размерного анализа конструкции. Приведены элементы расчета размерных цепей, примеры расчетов, проанализированы методы регулирования точности размерных цепей.*

Как отмечалось выше, на стадии маркетинга формируются технические требования к качеству изделия. Далее, при разработке конструкции изделия и постановке его на производство, необходимо установить такие требования к отдельным сборочным единицам и деталям ( $x_j$ ), которые бы обеспечили желаемые показатели качества изделия ( $y_i$ ) (рис.7.1). Для этого необходимо знать (установить) функциональные зависимости типа

$$y_{\Sigma} = f(x_1, x_2, \dots, x_n). \quad (7.1)$$

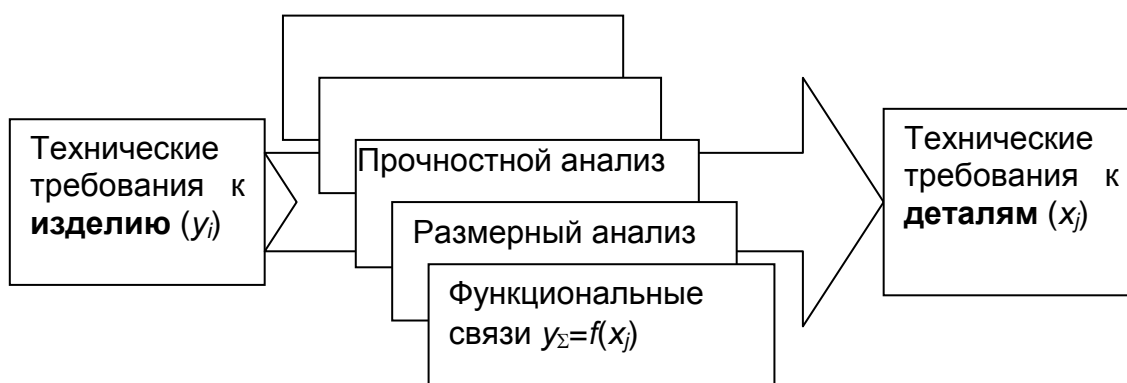


Рис. 7.1. Функциональные связи требований, предъявляемых к изделию и деталям

Применительно к точностным требованиям эти зависимости – суть соотношения размерного анализа – *размерные цепи*.

После определения точностных требований, предъявляемых к деталям, возможна разработка соответствующего этим требованиям технологического процесса.

Решением *размерных цепей* устанавливается соответствие точностных требований, предъявляемых к изделию в целом, и требований к сборочным единицам, деталям машин.

В некоторых случаях требуется решение обратной задачи: по заданным значениям допусков отдельных сборочных единиц и деталей определить допуски на параметры изделия.

### 7.1. Элементы расчета размерных цепей

*Размерной цепью* называют совокупность взаимосвязанных размеров (звеньев), образующих замкнутый контур.

По взаимному расположению звеньев размерные цепи делятся на линейные (все звенья параллельны), плоские (звенья расположены в одной плоскости) и пространственные.

Задача обеспечения точности при конструировании изделий решается с помощью *конструкторских* размерных цепей, а при изготовлении деталей – с помощью *технологических* размерных цепей.

Звено, которое получается *последним* в процессе изготовления или сборки узла, называют *замыкающим*. Его величина и точность зависят от величины и точности остальных звеньев, называемых *составляющими*.

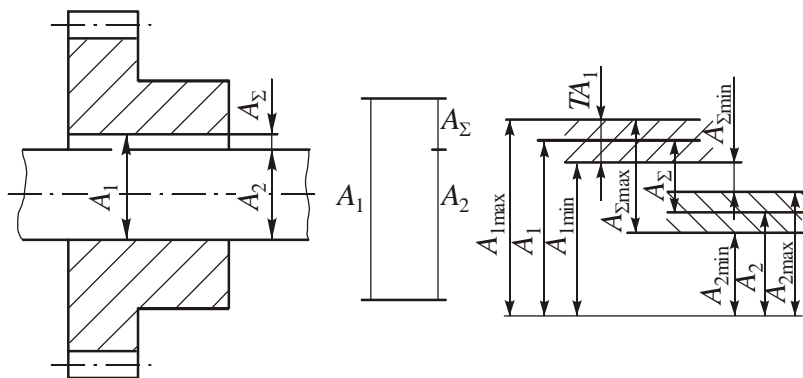


Рис. 7.2. Схема трехзвенной размерной цепи

На рис. 7.2 показана схема трехзвенной размерной цепи. Замыкающий размер  $A_{\Sigma}$  (зазор) зависит от диаметра отверстия – размера  $A_1$ , называемого *увеличивающим* (с его увеличением размер  $A_{\Sigma}$  увеличивается), и диаметра вала раз-

мера  $A_2$ , называемого *уменьшающим* (с его увеличением размер  $A_{\Sigma}$  уменьшается).

Размерные цепи рассчитываются методами *максимума-минимума*, при котором допуск замыкающего звена определяют с учетом предельных значений составляющих звеньев, и *теоретико-вероятностным*, который учитывает вероятность сочетания (например, при сборке) размеров составляющих звеньев.

Рассмотрим решение размерных цепей методом *максимум-*

минимум.

Нетрудно видеть (рис. 7.2), что для номинальных значений

$$A_{\Sigma} = A_1 - A_2; \quad (7.2)$$

$$A_{\Sigma \max} = A_{1 \max} - A_{2 \min}; \quad (7.3)$$

$$A_{\Sigma \min} = A_{2 \min} - A_{1 \max}. \quad (7.4)$$

В общем случае при  $n$  увеличивающих и  $p$  уменьшающих звеньях

$$A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n A_{iyB} - \sum_{j=1}^p A_{jyM}; \quad (7.5)$$

$$A_{\Sigma \max} = \sum_{i=1}^n A_{iyB \max} - \sum_{j=1}^p A_{jyM \min}; \quad (7.6)$$

$$A_{\Sigma \min} = \sum_{i=1}^n A_{iyB \min} - \sum_{j=1}^p A_{jyM \max}. \quad (7.7)$$

Учитывая, что разность между наибольшими и наименьшими предельными размерами – суть допуски, почленно вычитая (7.7) из (7.6), получим

$$TA_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n TA_{iyB} + \sum_{j=1}^p TA_{jyM}, \quad (7.8)$$

$$TA_{\Sigma} = \sum_{k=1}^{n+p} TA_k, \quad (7.9)$$

т. е. допуск замыкающего звена равен сумме допусков составляющих звеньев.

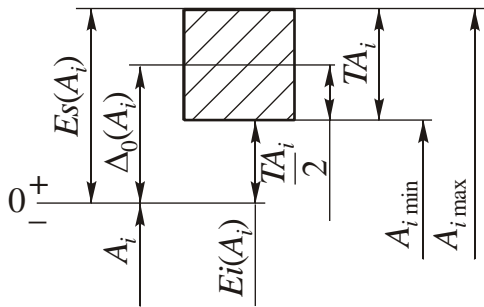


Рис. 7.3 Схема определения координаты середины поля допуска  $\Delta_0(A_i)$

Приведем уравнения, связывающие предельные отклонения звеньев. Эти уравнения получены почленным вычитанием (7.5) из (7.6) и (7.7) с учетом соотношений, вытекающих из рис. 7.3:

$$A_{i \max} = A_i + Es(A_i),$$

$$A_{i \min} = A_i + Ei(A_i),$$

$$Es(A_i) = \Delta_0 A_i + \frac{TA_i}{2},$$

$$Ei(A_i) = \Delta_0 A_i - \frac{TA_i}{2}, \quad (7.10)$$

$$Es(A_{\Sigma}) = \sum_{i=1}^n Es(A_i)_{yB} - \sum_{j=1}^p Ei(A_j)_{yM}, \quad (7.11)$$

$$Ei(A_{\Sigma}) = \sum_{i=1}^n Ei(Ai)_{yв} - \sum_{j=1}^p Es(Aj)_{yм}, \quad (7.12)$$

$$\Delta_0(A_{\Sigma}) = \sum_{i=1}^n \Delta_0(Ai)_{yв} - \sum_{j=1}^p \Delta_0(Aj)_{yм}. \quad (7.13)$$

При размерном анализе могут решаться две задачи:

1. Определение размера (номинального значения и предельных отклонений) замыкающего звена  $A_{\Sigma}$  по заданным размерам составляющих звеньев  $A_i$ .

2. Определение размеров составляющих звеньев  $A_i$  по заданным номинальным размерам всех звеньев цепи и предельным размерам замыкающего звена  $A_{\Sigma}$ .

Для решения первой задачи при известных номинальных значениях звеньев достаточно двух уравнений: по (7.9) определяется допуск замыкающего звена и по (7.11), либо (7.12), либо (7.13) – его предельные отклонения или расположение допуска  $A_{\Sigma}$  относительно нулевой линии.

Вторую задачу приходится решать с помощью тех же двух уравнений – (7.9) и, например, (7.11) – при  $(n+p)$  неизвестных.

Возможны два способа решения этой задачи:

- назначение равных допусков составляющих звеньев;
- назначение допусков составляющих звеньев одной степени точности (одного качества).

*Способ равных допусков* предполагает, что  $TA_1 = TA_2 = \dots = TA_{n+p}$ ; отсюда, с учетом (7.9),  $TA_i = \frac{TA_{\Sigma}}{n+p}$ . Полученный усредненный допуск мож-

но корректировать, округлять, но так, чтобы выполнялось соотношение (7.9).

Расположение найденных полей допусков относительно номиналов устанавливаются для всех звеньев, кроме одного, по технологическим соображениям (для охватываемых – в минус, для охватывающих – в плюс, для прочих – симметрично  $\pm$ ), а последнего звена – по соотношению (7.11).

Способ равных допусков прост, но недостаточно корректен, т. к. при существенной разнице номинальных значений составляющих звеньев их допуски окажутся соответствующими различным качествам.

От этого недостатка свободен способ назначения допусков одной степени точности. Так как величина допуска каждого составляющего размера равна  $TA_j = ai_j$ ; то, принимая для всех звеньев одно и то же значение коэффициента точности  $a$ , уравнение (7.9) может быть представлено следующим образом:

$$TA_{\Sigma} = a \cdot \sum_{k=1}^{n+p} i_k \quad \text{и} \quad a = \frac{TA_{\Sigma}}{\sum_{k=1}^{n+p} i_k}. \quad (7.14)$$

Значения  $i$  – единиц допуска могут быть взяты из табл. 7.1, где  $\Delta D$  – интервалы диаметров (размеров);  $i$  – значение единицы допуска.

Таблица 7.1

$\Delta D$	До 3	3...6	6...10	10...18	18...30	30...50	50...80
$i$	0,55	0,73	0,9	1,08	1,31	1,56	1,86
$\Delta D$	80...120	120...180	180...250	250...315	315...400	400...500	
$i$	2,17	2,52	2,9	3,27	3,54	3,89	

После определения коэффициента точности  $a$  значения допусков составляющих звеньев определяют по формуле  $TA_j = ai_j$ , полученные значения округляют, но так, чтобы выполнялось базовое соотношение (7.9).

Расположение найденных полей допусков относительно номиналов возможно установить так же, как и в описанном выше «способе равных допусков».

Решение размерных цепей *теоретико-вероятностным методом* осуществляется аналогично рассмотренному методу *максимум – минимум* при следующих изменениях: из формул (7.11), (7.12) и (7.13) используется только (7.13), вместо (7.9) используется формула

$$TA_{\Sigma} = \sqrt{\sum_{k=1}^{n+p} TA_k^2} \quad (7.15)$$

и вместо (7.14)

$$a = \frac{TA_{\Sigma}}{\sqrt{\sum_{k=1}^{n+p} i_k^2}}. \quad (7.16)$$

Формулы (7.15) и (7.16) получены из предположения, что распределение действительных размеров подчиняется закону Гаусса (нормального распределения), центр группирования случайных величин совпадает с серединой поля допуска, а поле рассеяния – с величиной допуска.

В соотношении (7.1) не все аргументы ( $x_1, x_1, \dots, x_n$ ) влияют в одинаковой степени на значение функции  $y_{\Sigma}$ : степень этого влияния оп-

ределяется так называемым коэффициентом приведения  $C$ , величину которого возможно определить.

Например, определить коэффициенты влияния погрешностей подшипниковых узлов  $T_1$  и  $T_2$  соответственно задней и передней опор на радиальное биение выходного конца шпинделя  $T_\Sigma$  (рис. 7.4).

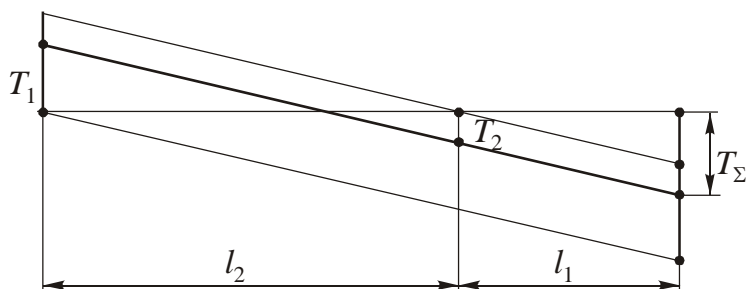


Рис. 7.4. Схема расчета коэффициентов влияния погрешностей опор подшипниковых узлов на радиальное биение шпинделя

Нетрудно видеть:

$$\frac{T_\Sigma + T_1}{l_1 + l_2} = \frac{T_2 + T_1}{l_2},$$

откуда следует

$$T_\Sigma = \frac{T_2}{l_2}(l_1 + l_2) + \frac{T_1}{l_2}l_1$$

и

$$C_2 = \frac{l_1 + l_2}{l_2}; C_1 = \frac{l_1}{l_2}.$$

## 7.2. Примеры расчета размерных цепей

### Пример 1

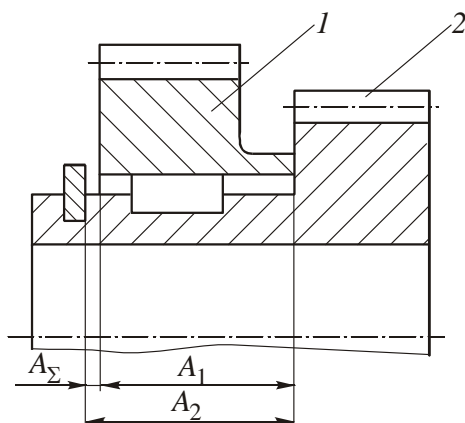


Рис. 7.5. Схема расчета линейной размерной цепи

Для сборного блока зубчатых колес 1 и 2 (рис. 7.5) требуется рассчитать допуски на ширину колеса 1 (размер  $A_1$ ) и расстояние от торца колеса 2 до края канавки под упругое кольцо (размер  $A_2$ ), если известны номинальные размеры  $A_1 = A_2 = 20$  мм и размер замыкающего звена – зазор между левым торцом зубчатого колеса 1 и упругим кольцом  $A_\Sigma = 0_{+0,2}^{+0,6}$  мм.

Решим задачу методом *максимум – минимум*.

*симум – минимум*.

Учитывая, что номинальные размеры искоемых звеньев равны, можем принять равными и их допуски:  $TA_1 = TA_2$ .

Согласно (7.9):

$$TA_1 = TA_2 = \frac{TA_{\Sigma}}{2} = \frac{0,4}{2} = 0,2 \text{ мм.}$$

Для определения положения полей допусков относительно нулевой линии воспользуемся уравнением (7.10). Однако, предварительно следует назначить отклонения одного из двух звеньев, т.к. с помощью (7.10) возможно найти отклонение только одного звена. Назначим:  $A_1 = \pm 0,1$  мм; теперь воспользуемся (7.10), учитывая, что  $A_1$  – уменьшающее звено, а  $A_2$  – увеличивающее:

$$+0,6 = E_S A_2 - (-0,1);$$

Отсюда  $E_S A_2 = +0,5$  и, следовательно,  $A_2 = 0^{+0,5}_{+0,3}$ .

### Примеры 2

Асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором – это, как известно, машина для преобразования электрической энергии в механическую. Электродвигатель содержит неподвижную часть – статор с обмотками и вращающийся ротор, установленный на подшипниках качения.

На рис. 7.6 представлена схема асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором 1; обмотку последнего выполняют в виде

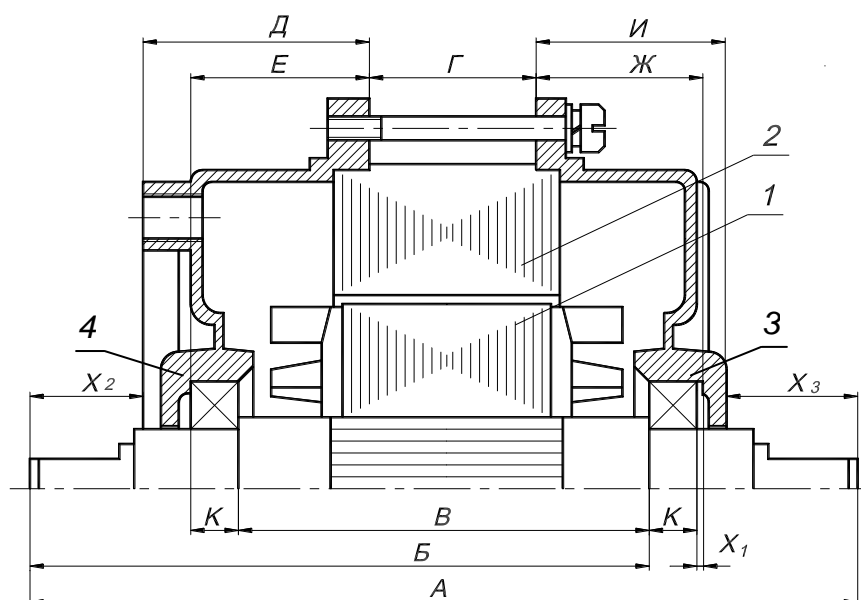


Рис. 7.6. Схема электродвигателя





вающие (при их увеличении замыкающий размер  $X_2$  увеличивается), остальные уменьшающие.

*Пример 2.1.* Определить вылет рабочего выходного конца вала (рис.7.6 и 7.7, б), т. е. значение звена  $X_2$ , если известны значения составляющих звеньев:  $B=151_{-0,4}$  мм;  $E=50^{+0,16}$  мм;  $V=102^{+0,22}$  мм;  $K=11^{+0,1}$  мм;  $D=58\pm 0,3$  мм. Решить задачу методом *максимум-минимум*.

*Решение.* Номинальное значение  $X_2$  определяется по формуле (7.4):

$$X_2=B+E-(V+K+D)=151+50-(102+11+58)=30 \text{ мм.}$$

Допуск  $X_2$  рассчитывается по формуле (1.10):

$$TX_2=TB+TE+TV+TK+TD=0,4+0,16+0,22+0,1+0,6=1,48 \text{ мм.}$$

И, наконец, расположение допуска искомого замыкающего звена определяется с использованием формулы (7.11):

$$E_S X_2=[E_S B+E_S E]-[E_i V+E_i K+E_i D]=[0+(0,16)]-[0+0+9-0,3]=+0,46 \text{ мм.}$$

Учитывая, что  $E_i X_2=E_S X_2-TX_2$ , находим

$$E_i X_2=-1020 \text{ мкм; } X_2=30^{+0,460}_{-1,020} \text{ мм.}$$

*Пример 2.2.* Определить зазор  $X_1$  (рис. 7.6 и рис. 7.7, а) между правым шарикоподшипником и внутренним торцом правого щита, если известны значения составляющих звеньев:

$$E=50^{+0,16} \text{ мм; } \Gamma=24,2_{-0,16} \text{ мм; } \mathcal{K}=50^{+0,16} \text{ мм; } K=11^{+0,1} \text{ мм; } B=102^{+0,22} \text{ мм.}$$

Решить задачу методами *максимум-минимум* и *теоретико-вероятностным*.

*Решение.* Для решения задачи методом *максимум-минимум* используем уравнения (7.5), (7.9) и (7.11); при этом учитываем, что  $E$ ,  $\Gamma$  и  $\mathcal{K}$  – увеличивающие звенья.

Используя (7.5) найдем номинальное значение  $X_1$ :

$$X_1=E+\Gamma+\mathcal{K}-[K+B+K]=50+24,2+50-(11+102+11)=0,2 \text{ мм.}$$

По формуле (7.9) рассчитаем величину допуска:

$$TX_1=0,16+0,16+0,16+0,1+0,22+0,1=0,9 \text{ мм.}$$

Верхнее отклонение  $X_1$ :  $E_S X_1=[(+0,16)+(+0,16)]=+0,32 \text{ мм.}$

Следовательно,  $X_1=0,2^{+0,32}_{-0,58} \text{ мм}$  (рис. 7.7, а).

Для решения *теоретико-вероятностным* методом используем уравнения (7.5), (7.15) и (7.13).

Номинальное значение  $X_1=0,2 \text{ мм}$  (из уравнения (7.5)).

Из (7.15) допуск

$$TX_1 = \sqrt{0,16^2 + 0,16^2 + 0,16^2 + 0,1^2 + 0,22^2 + 0,1^2} \approx 0,38 \text{ мм.}$$

Координата середины поля допуска замыкающего звена  $X_1$  по (7.13):

$$\Delta_0 X_1 = [(+0,08) + (-0,08) + (+0,08)] - [(+0,05) + (+0,05)] = -0,14 \text{ мм.}$$

$$\text{Следовательно, } E_s X_1 = \Delta_0 X_1 + \frac{TX_1}{2} = -140 + 190 = +50 \text{ мм;}$$

$$E_i X_1 = \Delta_0 X_1 - \frac{TX_1}{2} = -140 - 190 = -330 \text{ мм.}$$

На рис. 7.8 приведены результаты решения задач примера 2.2, получение методами *максимум-минимум* (рис. 7.8, а) и *теоретико-вероятностным* (рис. 7.8, б).

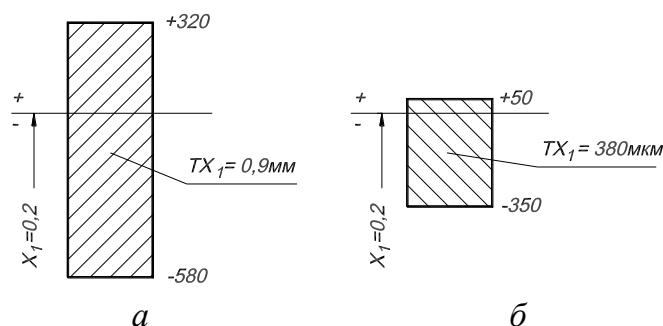


Рис. 7.8. Схемы полей допусков звена  $X_1$  рассчитанные методом *максимума–минимума* (а) и *теоретико-вероятностным* (б)

*Пример 2.3.* Назначить допуски составляющих звеньев размерной цепи (рис.7.7, а), если известны размеры подшипников  $K=11^{+0,1}$  мм.

Номинальные значения звеньев приняты из примера 2.2, а замыкающий размер – зазор между правым шарикоподшипником и внутренним торцом щита – составляет  $X_1=0,2^{+0,6}$  мм.

Решить задачу методом *максимум-минимум* с назначением допусков одной степени точности.

*Решение.* По формуле (7.14) определим коэффициент точности цепи. При этом следует из допуска замыкающего звена равного 600 мкм с учетом соотношения (7.9) вычесть допуски уже известных двух составляющих звеньев ( $K$ ), а оставшуюся его часть распределить между остальными составляющими звеньями в соответствии со значениями единиц допуска  $i$  (табл.7. 1):

$$a = \frac{600 - 2 \cdot 100}{1,56 \cdot 2 + 1,31 + 2,17} \approx 60.$$

В знаменателе этого выражения: 1,56 – значение единицы допуска для звеньев  $E$  и  $Ж$  (50 мм), 1,31 – для звена  $\Gamma$  (24,2 мм) и 2,17 – для звена  $B$  (102 мм).

Определим допуски неизвестных составляющих звеньев пользуясь соотношением  $TA_j = ai_j$ :

$$TE = TЖ = 60 \cdot 1,56 = 93,6 \text{ мкм, округляем, принимаем:}$$

$$TE = TЖ = 94 \text{ мкм.}$$

$$T\Gamma = 60 \cdot 1,31 = 78 \text{ мкм.}$$

Допуск последнего звена  $T_B$  определяем, используя (7.9):

$$T_B = 600 - [100 \cdot 2 + 94 \cdot 2 + 78] = 134 \text{ мкм.}$$

Назначим расположение найденных допусков относительно номинальных значений для всех звеньев кроме одного (пусть этим «последним» звеном будет звено  $B$ ):

$$E = 50 \pm 0,047 \text{ мм; } \Gamma = 24,2_{-0,078} \text{ мм;}$$

$$Ж = 50 \pm 0,047 \text{ мм.}$$

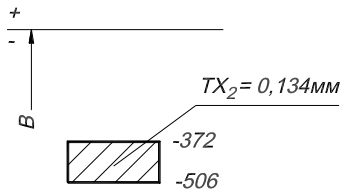


Рис. 7.9. Схема поля допуска звена  $B$

Далее, используя уравнение (7.11), с учетом того, что  $K = 11^{+0,2}$  мм, запишем:

$$E_s X_1 = [E_s E + E_s \Gamma + E_s Ж] - [E_i K + E_i K + E_i B],$$

откуда

$$E_i B = E_s E + E_s \Gamma + E_s Ж - E_i K - E_i K - E_s X_1.$$

$$E_i B = [+0,047 + 0,047] - 0,6 = -0,506 \text{ мм,}$$

т. к.  $T_B = 134 \text{ мкм} - E_s B = -372 \text{ мкм}$  (рис.7.9).

### 7.3. Допуски расположения деталей подшипниковых узлов

Подшипниковые узлы, кроме собственно подшипников качения, имеют корпуса с крышками, устройства для крепления колец подшипников, защитные, смазочные и регулировочные устройства.

Требования точности, предъявляемые действующими стандартами к посадочным поверхностям валов и корпусов, ограничивают искажение дорожек качения и перекося колец подшипников.

Относительный перекося внутреннего и наружного колец подшипников вызывает появление дополнительного сопротивления вращению валов. Чем больше этот перекося, тем больше потери энергии, меньше

КПД подшипников и их долговечность.

Причины перекоса колец подшипников качения наглядно иллюстрируют приведенные ниже эскизы [4]:

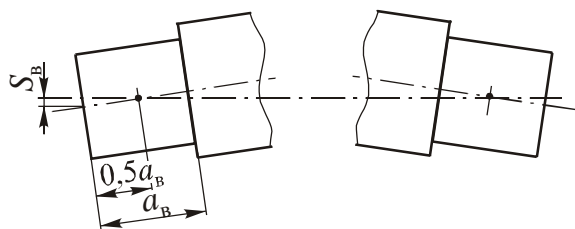
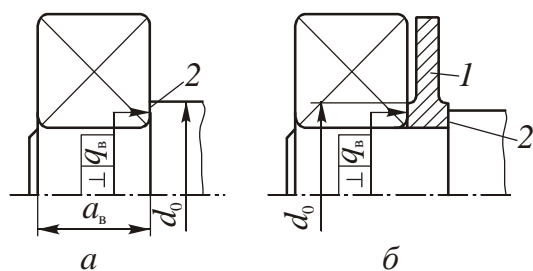


Рис. 7.10. Отклонение от соосности  $S_B$  относительно общей оси посадочных поверхностей вала



7.11. Отклонение от перпендикулярности  $q_B$  базовых торцов вала или деталей, установленных на валу относительно общей оси посадочных поверхностей вала

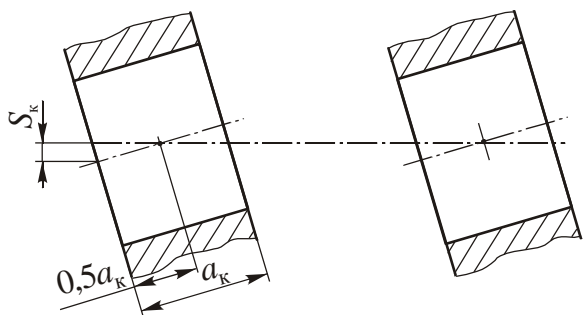


Рис. 7.12. Отклонение от соосности  $S_K$  относительно общей оси посадочных отверстий корпуса

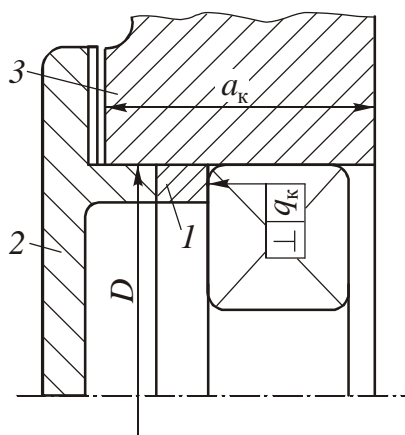


Рис. 7.13. Отклонение от перпендикулярности  $q_K$  базовых торцов деталей корпуса к оси отверстия

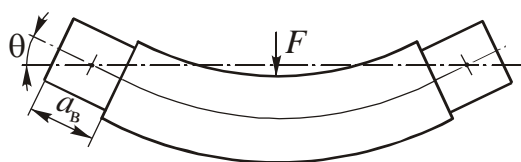


Рис. 7.14. Наклон под углом  $\theta$  упругой линии вала в опоре под действием нагрузки

Отклонения от перпендикулярности  $q_v$  и  $q_k$  в общем случае – величины комплексные.

Так  $q_v$  по рис. 7.11,  $a$  относится только к торцу 3 заплечика вала, по рис. 7.11,  $b$  – к торцу маслозащитного кольца 1.

Здесь значение  $q_v$  содержит сумму погрешностей двух деталей – кольца 1 и торца 2 заплечика вала.

Отклонение от перпендикулярности  $q_k$  по рис. 7.13,  $a$  и  $b$  содержит сумму погрешностей деталей 1, 2 и торца 3 корпуса. Здесь значение  $q_k$  также является исходной величиной для расчета допусков деталей 1, 2 и торца 3 корпуса.

Предельные перекосы колец подшипников по данным различных литературных источников сведены в табл. 7.2. Здесь параметр  $a = \frac{F_r}{C_0}$ ,  $F_r$  – радиальная нагрузка на подшипник;  $C_0$  – статическая грузоподъемность подшипника.

Таблица 7.2

Тип подшипника	Значение предельного перекоса колец		
	при		
	$a=0,1$	$a=0,2$	$a=0,3$
Радиальные и радиально-упорные шариковые	–	8	–
Радиальные с короткими цилиндрическими роликами	1,5	2,9	4,3
Конические роликовые	1,3	2,5	3,6

Для проектировочных расчетов можно принять следующие расчетные значения предельных перекосов:  $\delta'$  – для подшипников шариковых радиальных и радиально-упорных,  $\beta'$  – для радиальных с короткими цилиндрическими роликами,  $\gamma'$  – для конических роликовых.

По результатам серии расчетов для подшипников класса точности 0 с диаметрами отверстий  $d=20\div 80$  мм составлена табл. 7.3, где приведены рекомендуемые значения допусков, назначаемых для ограничения перекоса колец, а также предельные значения углов  $[\theta]$  наклона упругой линии вала в опоре под действием нагрузки (меньшие значения  $[\theta]$  относятся к подшипникам легкой, большие – к подшипникам средней серии). Для подшипников класса точности 6 значения допусков следует принимать на один квалитет точнее приведенных в табл. 7.3 [4].

Допуски соосности посадочных поверхностей вала  $T_{sv}$  и корпуса  $T_{sk}$  относят к номинальному диаметру  $d$  и  $D$  в месте установки подшип-

ника. Допуски перпендикулярности базовых торцов вала  $T_{qv}$  и корпуса  $T_{qk}$  относят к диаметру соответственно заплечика вала  $d_0$  и  $D$ .

Значения  $[\theta]$ , приведенные в табл. 7.3, следует использовать для проверки жесткости валов. При этом расчетное значение угла не должно превышать значение, взятое из таблицы.

Таблица 7.3

Тип подшипника	$T_{sv}$	$T_{sk}$	$T_{qv}$	$T_{qk}$	$[\theta]$
Шарикоподшипники радиальные и радиально-упорные	IT5	IT6	IT7	IT8	5,8–6,3
Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами	IT4	IT5	IT6	IT7	1,6–1,9
Роликоподшипники конические	IT3	IT4	IT5	IT6	1,0–1,3

### 7.3.1. Методика определения допусков расположения поверхностей деталей, установленных на валу

Допуски расположения поверхностей деталей определяют в зависимости от конкретной конструктивной схемы для обеспечения необходимой точности базирования подшипников на валу.

При конструктивном оформлении опор по рис. 7.15, а внутренние кольца подшипников базируют непосредственно по торцам заплечиков вала. В этом случае допуски  $T_{qv}$  перпендикулярности этих торцов назначают по табл. 7.3 ( $T_{\Sigma} = T_{qv}$ ).

При конструктивном оформлении опор по рис. 7.15, б внутреннее кольцо подшипника базируют по торцу маслозащитного кольца 1. Точность базирования подшипника зависит от перпендикулярности  $\beta_1$  торца заплечика вала и параллельности  $\beta_2$  торцов кольца 1.

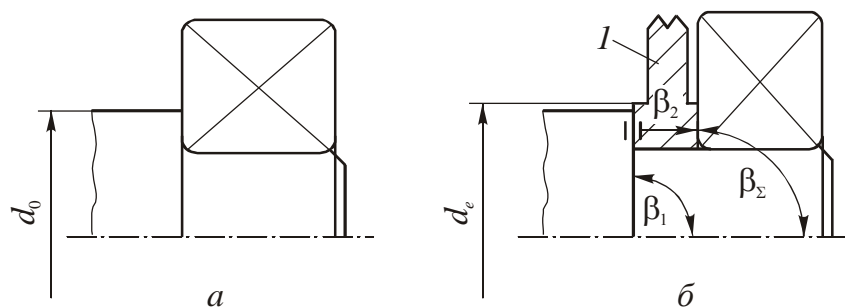


Рис. 7.15. Варианты конструкции подшипниковых опор вала

В этом случае размерная цепь содержит кроме замыкающего звена  $T_{\Sigma}$ , допуск на который определяется по табл. 7.3 ( $T_{\Sigma} = T_{qv}$ ), также составляющие звенья  $T_1$  – допуск перпендикулярности торца заплечика вала к общей оси посадочных поверхностей вала и  $T_2$  – допуск параллельности торцов кольца 1.

Задаваясь  $T_2$ , возможно определить допуск перпендикулярности торца заплечика вала:

$$T_1 = \sqrt{T_{\Sigma}^2 - T_2^2} .$$

В схеме на рис. 7.16 вал-шестерня установлен на двух подшипниках, разделенных втулкой 2.

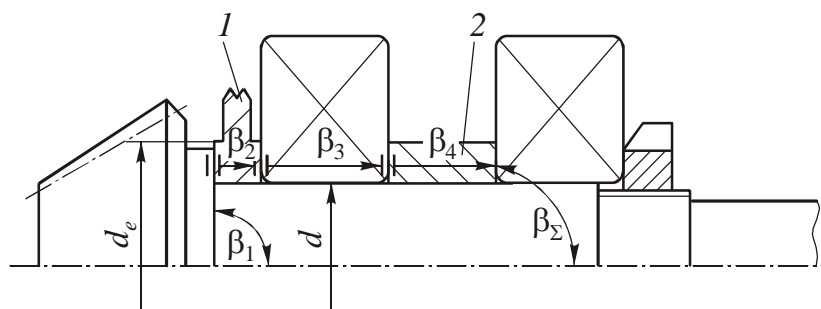


Рис. 7.16. Схема установки вала на подшипниках

Для упрощенного варианта расчета можно принять, что в размерную цепь входят:  $T_1$  – допуск перпендикулярности торца заплечика вала-шестерни к общей оси посадочных поверхностей для подшипников,  $T_2$  – допуск непараллельности торцов кольца 1,  $T_3$  – допуск на ширину кольца подшипника и  $T_4$  – допуск непараллельности торцов втулки 2.

Значения допусков можно принять следующим:  $T_{\Sigma} = T_{qv}$  – по табл.7.3,  $T_2 = T_4$  – на диаметре  $d_e$  на два квалитета точнее  $T_{\Sigma}$ ;  $T_3$  – по литературным данным:

Класс точности подшипника	0	6	5
Допуск $T_3$	IT6	IT5	IT4

Допуск перпендикулярности торца заплечика вала к общей оси посадочных поверхностей подшипников определяется по формуле:

$$T_1 = \sqrt{T_{\Sigma}^2 - (T_2^2 + T_3^2 + T_4^2)} .$$



**Пример.** Определить допуск перпендикулярности торца заплечика вала при установке шарикоподшипников класса точности 0 на вал диаметром  $d=45$  мм по схеме на рис. 7.16; размер  $d_e=60$  мм.

Значение допусков определяем по приведенным выше рекомендациям:  $T_\Sigma=0,030$  мм;  $T_2=T_4=0,013$  мм;  $T_3=0,019$  мм. Определяем допуск перпендикулярности торца заплечика вала:

$$T_1 = \sqrt{0,030^2 - (0,013^2 + 0,019^2 + 0,013^2)} = 0,014 \text{ мм.}$$

### 7.3.2. Методика определения допусков расположения поверхностей деталей в корпусе

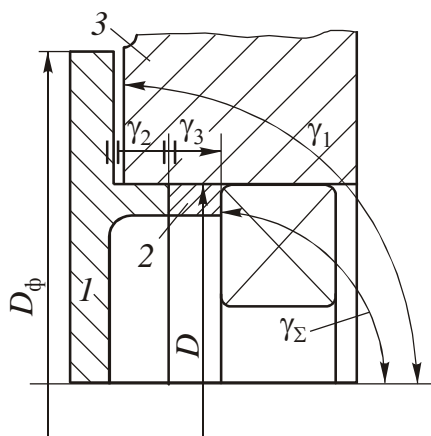


Рис. 7.17

При конструктивном оформлении опоры по рис. 7.17 наружное кольцо подшипника базируется по торцу кольца 2. Точность базирования наружного кольца подшипника зависит от перпендикулярности  $\gamma_1$  торцов корпусной детали к оси отверстия, параллельности  $\gamma_2$  торцов крышки подшипника и параллельности  $\gamma_3$  торцов кольца 2.

Если назначить допуски  $T_2$  и  $T_3$  на точность изготовления деталей 1 и 2, можно определить допуск  $T_1$  перпендикулярности платиков корпуса оси отверстия:

$$T_1 = \frac{D_\Phi}{D} \cdot \sqrt{T_\Sigma^2 - \frac{D}{D_\Phi} \cdot T_2^2 - T_3^2}.$$

Здесь  $T_\Sigma=T_{qк}$  выбирают из табл. 7.3 на диаметре  $D$ ;

$T_2$  – на диаметре  $D_\Phi$  на один квалитет точнее  $T_\Sigma$ ;

$T_3$  – на диаметре  $D$  на один квалитет точнее  $T_\Sigma$ .

### 7.4. Регулирование точности размерных цепей

К регулированию точности размерных цепей прибегают в случае, если невозможно либо экономически нецелесообразно достижение точности замыкающего звена путем изготовления составляющих звеньев по их расчетным значениям.

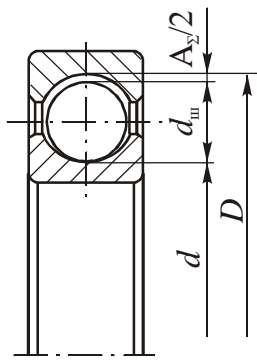


Рис. 7.18. Схема радиального подшипника

В радиальном подшипнике (рис.7.18) замыкающим звеном является радиальный зазор ( $A_{\Sigma}$ ). Размерная цепь кроме замыкающего ( $A_{\Sigma}$ ) содержит следующие звенья: диаметр дорожки качения наружного кольца ( $D$ ), диаметр дорожки качения внутреннего кольца ( $d$ ) и два диаметра шаров ( $d_{ш}$ ), т.е. всего 4 составляющих звена.

Если установить, например, допуск на зазор  $TA_{\Sigma}$  в пределах 0,001 мм, то на каждый составляющий размер (при назначении равных допусков) придётся всего 0,00025 мм, что весьма трудно реализовать. Возможность назначения экономически целесообразных допусков на составляющие звенья и обеспечение при этом жесткого допуска на замыкающее звено дает один из методов регулирования – селективная сборка.

Пусть заданы требуемые параметры посадки (рис. 7.19, а): допуски отверстия  $TA$  и вала  $TB$ , а также минимальный зазор  $S_{min}$ . При этом с учетом возможностей оборудования известны экономически целесообразные допуски отверстия  $TA_3$  и вала  $TB_3$ . В этих условиях применение селективной сборки состоит в следующем:

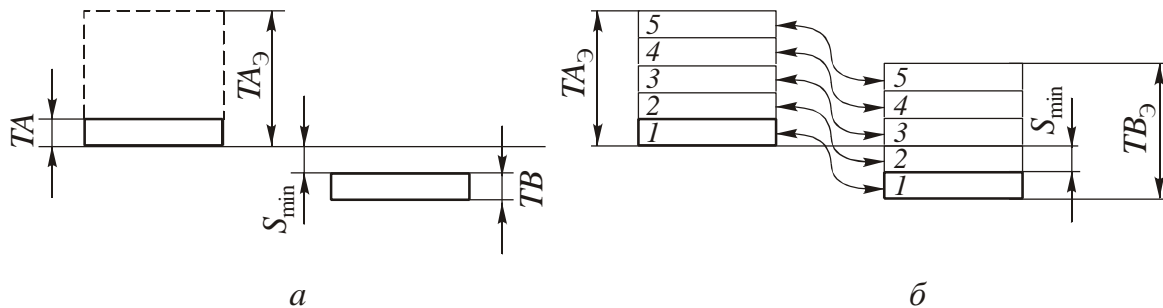


Рис. 7.19. Схема селективной сборки

- детали изготавливают по расширенным (экономически целесообразным) допускам ( $TA_3$  и  $TB_3$ );
- изготовленные детали сортируют (измерением) на 5 групп (рис.7.19, б);
- осуществляют сборку соответствующих групп, обеспечивая требуемые параметры сопряжения.

Селективная сборка, таким образом, позволяет расширить допуски на изготовление сопрягаемых деталей. Вместе с тем она имеет недостатки: ограничивается взаимозаменяемость, усложняется контроль, растет трудоемкость процесса сборки, возможно увеличение незавершенного производства. Применение селективной сборки целесообразно в массовом производстве, где окупятся дополнительные затраты на сортировку, хранение деталей по группам и сборку.

Селективная сборка относится к *организационным методам* регулирования точности размерных цепей. Кроме организационных методов, известны *конструкторские* и *технологические методы*.

Ниже приведен пример, который иллюстрирует применение *конструкторского метода* решения задачи компенсации погрешностей составляющих звеньев размерной цепи.

Узел подачи каретки (суппорта), схема которого показана на рис. 7.20, содержит направляющую 1, ходовой винт 2 и каретку 3.

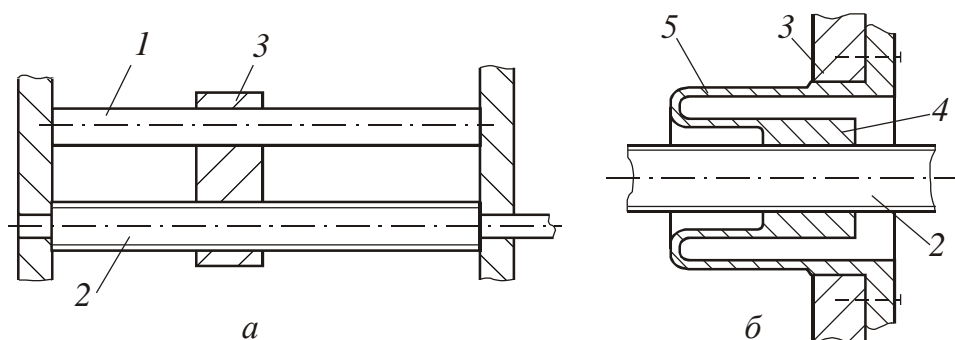


Рис. 7.20. Схема узла подачи с использованием гайки - компенсатора

С целью повышения точности стремятся уменьшить зазоры и люфты в направляющих и в передаче «винт-гайка». Это приводит к тому, что допуск замыкающего звена, определяемый зазором, стремится к нулю и такая, например, погрешность как непараллельность оси винта и направляющей компенсируется за счет упругих деформаций элементов конструкции. В результате – повышаются силы трения и износ сопрягаемых поверхностей. Эти неблагоприятные явления, возможно нивелировать, если гайку 4 связать с кареткой 3 не жестко, а с помощью упругой оболочки 5, допускающей поперечные перемещения компенсирующие упомянутые погрешности.

*Метод регулирования* также относится к конструкторскому и состоит в том, что точность замыкающего звена достигается предусмотренным в конструкции изменением (регулированием) величины одного

из составляющих звеньев. Роль этого компенсирующего звена играют прокладки, регулируемые упоры и т. п.

*Метод пригонки* – технологический метод, при котором все детали, кроме одной, изготавливают по экономически целесообразным допускам, а точность замыкающего звена достигается дополнительной обработкой при сборке этой последней детали.

К технологическим относят и *метод совместной обработки*, состоящий в том, что точность замыкающего звена достигается в результате совместной обработки координируемых поверхностей после сборки деталей, изготовленных по экономически целесообразным допускам.

Метод может быть эффективным, например, если требуется обеспечить высокую точность взаимного расположения отверстий в корпусе, в стенках которого установлены стаканы.

## 8. ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ ИЗДЕЛИЯ

*Конкурентоспособность изделия зависит не только от его качественных характеристик, но и от цены, которая в значительной мере определяется технологичностью конструкции (ТК). Приведены характеристики ТК отливок, заготовок, обрабатываемых давлением, сварных конструкций, деталей, подвергаемых механической обработке. Приведены рекомендации по повышению технологичности сборочных операций.*

Технологичность конструкции изделия – это совокупность свойств изделия, определяющих приспособленность его конструкции к достижению оптимальных затрат ресурсов при производстве и эксплуатации.

ТК принято оценивать по следующим показателям:

- *материалоемкость* изделия – затраты материальных ресурсов, необходимых для производства, эксплуатации и ремонта изделия;
- *металлоемкость* изделия – затраты металла, необходимого для производства, эксплуатации и ремонта изделия;
- *энергоемкость* изделия – затраты топливно-энергетических ресурсов, необходимых для производства, эксплуатации и ремонта изделия;
- *трудоемкость* изделия в изготовлении (ремонте) – суммарные затраты труда на выполнение технологических процессов изготовления (ремонта) изделия.

Цель работ по обеспечению ТК заключается в придании конструкции изделия такого комплекса свойств, при котором достигаются оптимальные затраты всех видов ресурсов при производстве, эксплуатации и ремонте изделия.

Основные задачи обеспечения ТК:

- прогнозирование, установление и применение базовых показателей ТКИ для данного вида изделия;
- отработка конструкции изделия на технологичность;
- технологический контроль конструкторской документации.

Следует учитывать, что понятие технологичности обладает относительностью, т. к. зависит от вида изделия, уровня технологии на данном производстве, наличия соответствующего оборудования и т. п.

Технологичность реализуется при конструировании изделия и не следует надеяться, что нетехнологичная деталь или узел будут исправлены технологом.

### **8.1. Технологичность конструкции деталей**

При отработке деталей на технологичность анализируют следующие признаки:

- правильность выбора заготовки (с целью сокращения механической обработки);
- рациональность выбора материала;
- оптимальность простановки размеров;
- степень совмещения конструкторских, технологических и метрологических баз;
- исключение обработки торцов внутри корпусов;
- жесткость деталей для успешной механической обработки;
- предусмотрение канавок для выхода инструмента;
- минимизация количества разнообразных отверстий, резьб и т. п.;
- четкое разграничение поверхностей, подлежащих механической обработке;
- расположение соосных отверстий в порядке уменьшения их диаметров;
- исключение несквозных отверстий и т. п.

Технологичность детали в значительной мере определяется рациональностью способа получения заготовки. Заготовки в основном получают из сортового проката, литьем, ковкой и штамповкой, сваркой.

Выбор способа получения заготовки определяется объемом производства, конфигурацией детали, сроками, отведенными на технологическую подготовку производства, материалом детали, предопределяющим, в частности, возможность и целесообразность применения того или иного вида литья: в песчаные или оболочковые формы, в кокиль, по выплавляемым моделям, под давлением.

Заготовки, получаемые литьем или ковкой, обычно подвергаются механической обработке по многим поверхностям в отличие от штампованных заготовок, точность и качество поверхности которых обеспечиваются в процессе штамповки.

Важнейшей характеристикой детали может служить коэффициент сложности формы, равный

$$z = \frac{m_n}{m_\phi},$$

где  $m_n$  – масса детали,  $m_\phi$  – масса условной детали в форме цилиндра или параллелепипеда, в который можно вписать данную деталь.

Чем меньше значение  $z$ , тем ниже технологичность детали и тем целесообразнее применение литья или штамповки для получения заготовки. Считается, что при  $z \leq 0,16$  целесообразно применениековки для получения заготовки из стали уже при минимальной партии деталей (около 100 шт).

Можно полагать, что с применением скоростного прототипирования (см. разд. 1.1), позволяющего существенно, до нескольких часов, сократить время изготовления модели и, следовательно, упростить процесс изготовления литейной формы, объем минимальной партии деталей, для которой целесообразно применение литья с целью получения заготовки, может быть меньше.

Рассмотрим основные требования к технологичности конструкции деталей, заготовки для которых получают литьем, обработкой металлов давлением, сваркой, а также требования к деталям из пластмасс.

В конструкции *отливок*:

- должно быть обеспечено минимальное число и оптимальное расположение поверхностей разъема формы; так, для упрощения изготовления модели и формы разъем модели следует осуществлять в одной плоскости с плоскостью разъема формы;
- должно быть минимизировано число стержней;
- полки для крепления других деталей и ребра жесткости следует располагать перпендикулярно к плоскости разъема формы, чтобы исключить появление «теневых» поверхностей (поднутрений). На рис. 8.1, *а* показаны рациональная (схема II) и нерациональная (схема I) конструкции отливки;
- необходимо предусмотреть литейные уклоны для удаления модели из формы без разрушения последней (при литье в песчаные формы) и для облегчения извлечения отливки из пресс-формы;
- необходимо обеспечить равномерность толщины стенок отливки (рис. 8.1, *б*), плавный переход от тонких стенок к сечениям большей толщины, а также правильное сопряжение стенок: отношение толщины соприкасаемых стенок не должно превышать 4:1;
- должна быть принята рациональная толщина стенок, которая зависит от материала, способа литья, размеров отливки и т. п. Так, минимальная толщина стенки отливки из серого чугуна при длине отливки до 800 мм составляет 6...8 мм [15].

Технологичность конструкции отливок оценивают следующими основными показателями:

- коэффициентом использования металла – отношение массы готовой детали к массе отливки;
- коэффициентом необрабатываемой поверхности – отношение необрабатываемой поверхности по всей поверхности отливки.

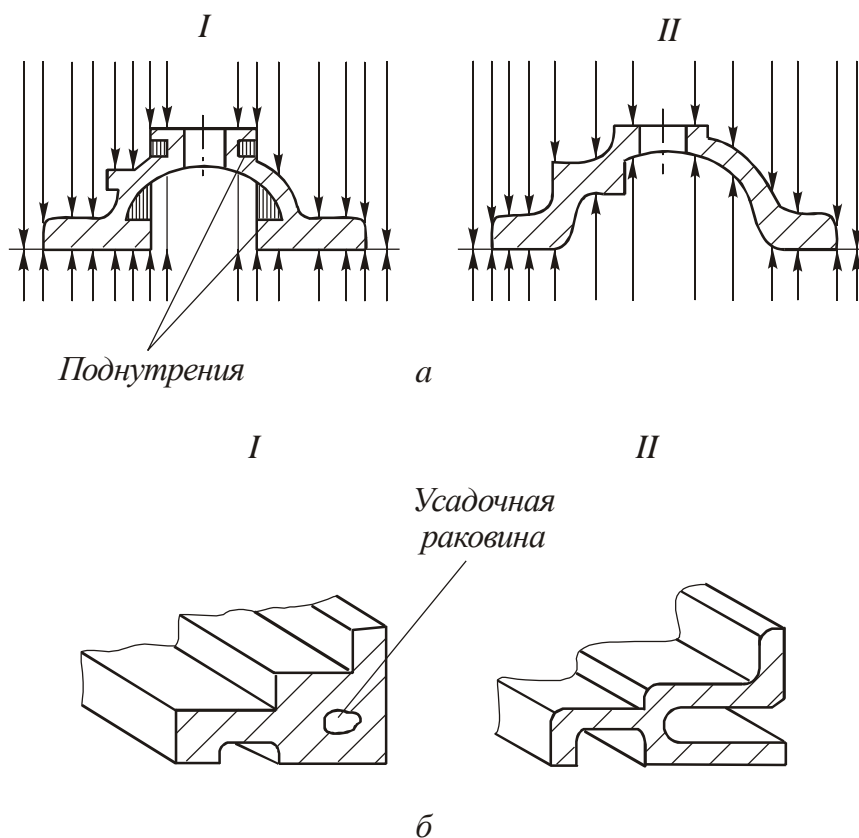


Рис. 8.1. К анализу технологичности литых заготовок

Чем ближе значения этих коэффициентов к единице, тем технологически рациональнее конструкция отливки.

Для различных методов получения заготовок и деталей *обработкой давлением*, таких, например, как листовая и объемная штамповка, существуют рекомендации и требования, без учета которых конструирование технологичной заготовки невозможно.

Так, например, у листоштампующих деталей:

- допуск на толщину стенки детали должен быть больше допуска на толщину листа заготовки;
- для простановки размеров в качестве баз выбирают поверхности, точность обработки которых наиболее высокая;



- требуемые размеры детали должны обеспечиваться размерами инструмента. Например, на чертеже детали следует проставлять радиус сгиба выгнутой, а не выпуклой поверхности; для стакана, получаемого вытяжкой, указываются внутренние размеры и т. п.

Технологически рациональную форму *штампующей детали* выбирают с учетом следующих основных положений и требований:

- рационально одностороннее расположение ребер, бобышек и других выступающих элементов, что позволяет повысить точность деталей, снизить расход металла;
- следует избегать резких переходов по сечению детали: площадь поперечного сечения по длине детали не должна изменяться более чем в три раза;
- нежелательно, чтобы деталь имела переменную по длине толщину ребер;
- выступы и ребра не должны располагаться близко друг к другу, т. к. при близком расположении затрудняется течение металла в выступы и снижается стойкость штампов;
- сложную по форме деталь целесообразно расчленять на отдельные части простой формы, свариваемые между собой.

При проектировании сварных конструкций необходимо учитывать следующие факторы:

- конструкция и габариты сварного изделия должны позволять проведение термической операции по удалению остаточных напряжений, ответственных за коробление изделия;
- следует стремиться к симметричному расположению сварных швов, что должно снизить вероятность возникновения сварных деформаций;
- следует избегать соединения сварных заготовок различной толщины;
- в конструкциях необходимо использовать наиболее работоспособные и удобно выполняемые типы соединений.

При конструировании деталей из *пластмасс* необходимо:

- устранять поднутрения, препятствующие извлечению деталей из пресс-формы;
- предусматривать технологические уклоны;

- использовать ребра жесткости;
- предусматривать радиусы закруглений (устранять острые углы);
- выбирать рациональную конструкцию армирующих элементов;
- соблюдать условия равнотолщинности стенок;
- избегать одностороннего расположения ребер, т. к. это может привести к короблению детали.

Ниже приведены некоторые способы повышения *технологичности деталей, подвергаемых механической обработке.*

Важным признаком технологичности является *исключение обработки торцов, канавок и других поверхностей внутри корпуса.* В схеме II (рис. 8.2, а) это выполнено за счет использования уже обработанных стаканов 1 и 2, по схеме I обработка торцов крайне затруднена.

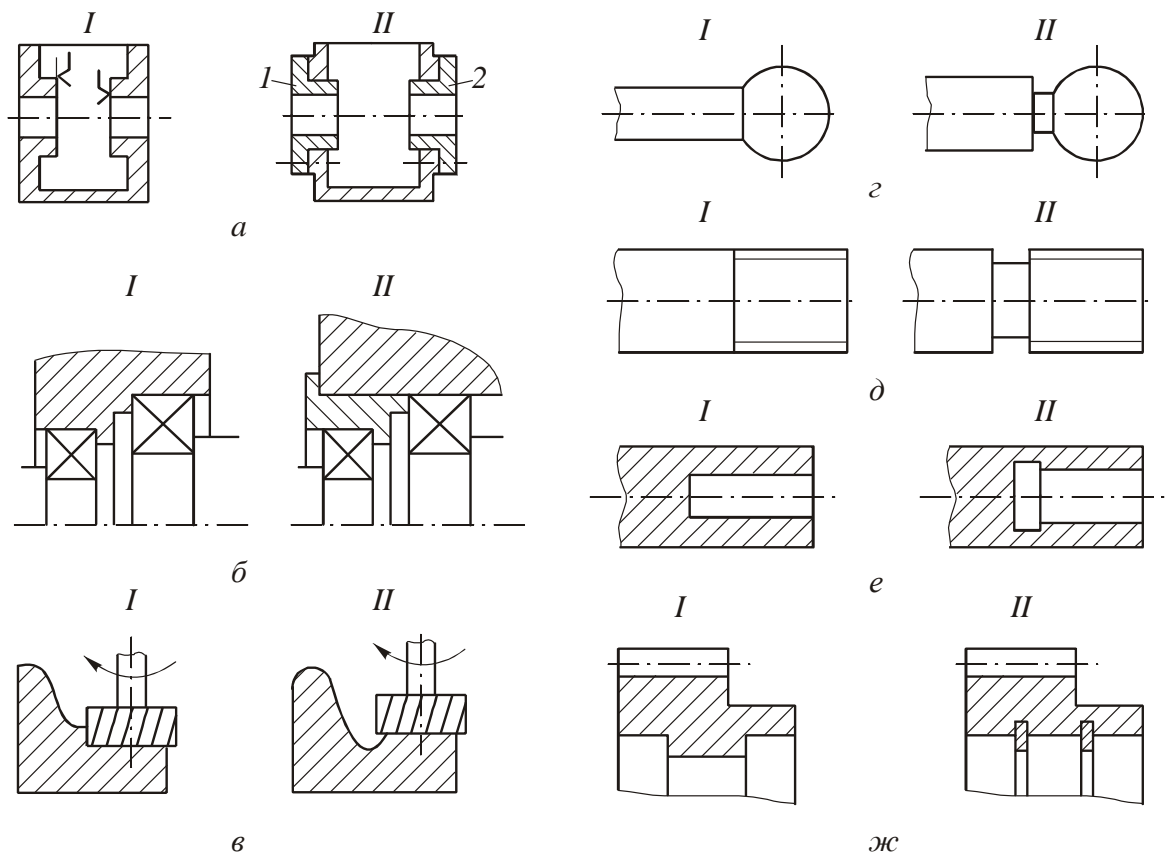


Рис. 8.2. Примеры повышения технологичности деталей при механической (лезвийной) обработке

*Расчленение детали* (см. схему II на рис. 8.2, б) существенно облегчает обработку поверхностей под подшипники.

Четкое разграничение обрабатываемых поверхностей (см. схему II на рис. 8.2, в) улучшает условия резания, повышает стойкость инструмента и точность по сравнению со схемой I.

Создание условий для свободного выхода инструмента (см. рис. 8.2 схему II; рис. 8.2, г, д, е) является необходимым условием изготовления точных поверхностей.

Обработка за один установ (см. схему II рис. 8.2, ж) является важным условием обработки высокоточных поверхностей.

## **8.2. Технологичность сборочных операций**

Технологичность конструкции применительно к сборочным операциям можно характеризовать оптимальным применением следующих принципов и методов:

- взаимозаменяемости, компенсирования и регулирования;
- размерного анализа;
- расчленения конструкции на самостоятельные сборочные единицы (агрегаты, модули);
- рациональных способов соединений, сопряжений, креплений;
- рационального центрирования и базирования сопряженных деталей и узлов;
- сокращения крепежных элементов;
- устранения пригонки;
- упрощения сборочных операций, в частности, последовательности установки деталей в сборочную единицу, введения разъемов электрических кабелей, гидравлических и пневматических шлангов и т. п.).

Ниже приведены некоторые примеры реализации изложенных принципов и методов.

Введение в конструкцию компенсаторов является одним из эффективных методов регулирования точности размерных цепей. Эта мера позволяет расширить допуски и другие требования к изготавливаемым деталям. На рис. 8.3, а компенсатор I позволяет снизить точность изготовления линейных размеров деталей (крышки, вала). Причем схема II предпочтительнее, т. к. в ней легче измерить толщину компенсатора.

Применение в качестве компенсатора специальной сильфонной муфты позволяет избежать необходимости обеспечения точного взаимного расположения соединяемых валов (рис. 8.3, б).

Для упрощения изготовления деталей, сборки и повышения технологичности при эксплуатации используют *регулирование*. Так, пред-

варительный натяг в роликоподшипниках с цилиндрическими роликами создается за счет деформирования внутреннего кольца (рис. 8.3, в) при затяжке на коническую шейку шпинделя. Беззазорное зацепление возможно получением соединением зубчатого колеса 5 с валом 1 с помощью конических разжимных колец 4 (рис. 8.3, г). Затяжка колец осуществляется гайкой 2 через втулку 3.

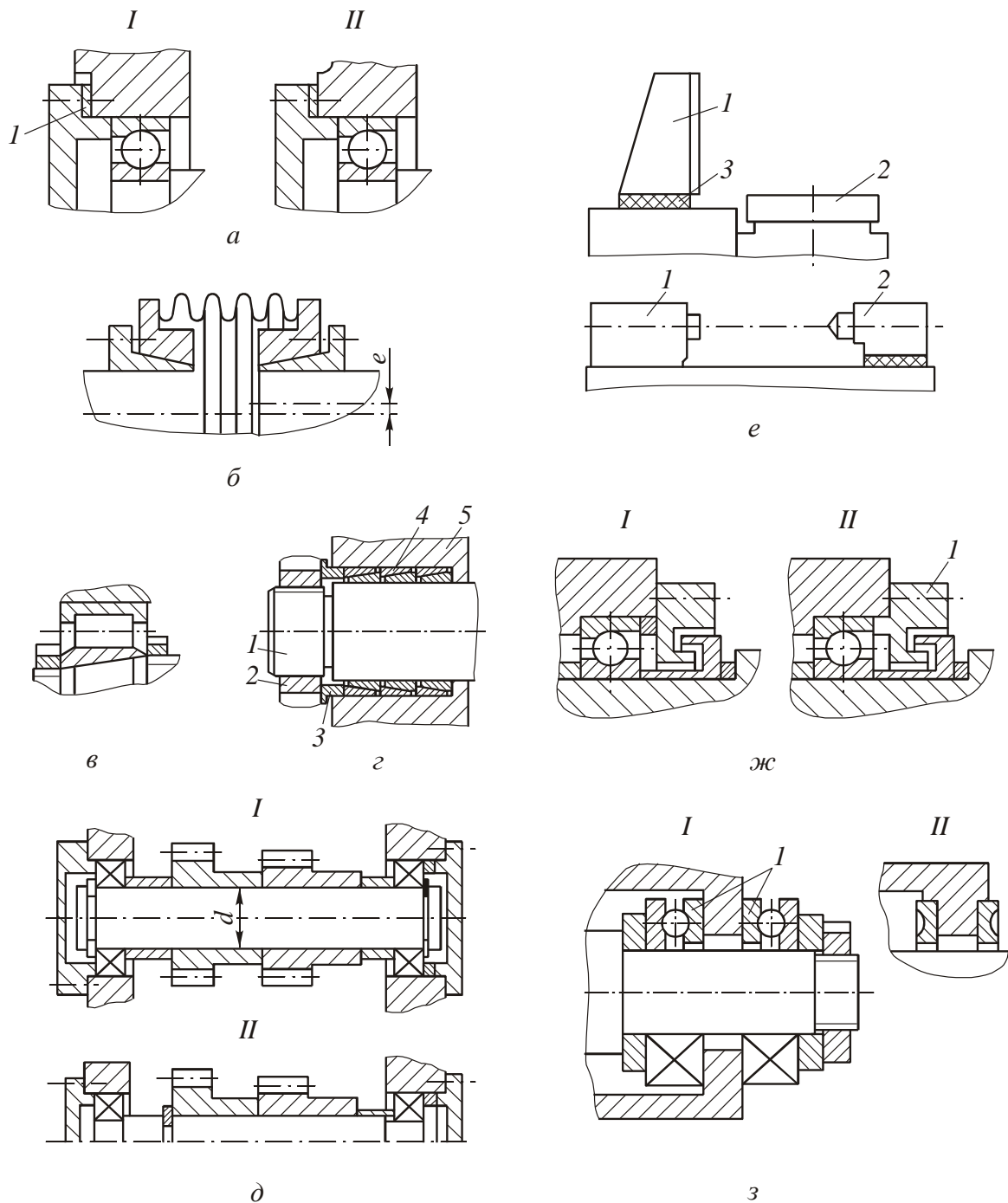


Рис. 8.3. К повышению технологичности сборки

*Способы сопряжений, закреплений соединений* оказывают большое влияние на трудоемкость сборочных операций. В схеме I на рис. 8.3, д вал имеет один диаметр  $d$  и монтаж деталей на нем затруднен, да и точность вала на участке посадки шестерен и дистанционных колец может быть ниже.

Более технологична схема II, где подшипники и зубчатые колеса устанавливаются на разных поверхностях.

В высокоточных устройствах при сложностях обеспечения точного взаимного положения деталей упрощает сборку использование *самотвердеющих пластмасс*.

На рис. 8.3, е положение стойки 1 – параллельность направляющих стойки относительно оси вращения планшайбы 2 – обеспечивается путем предварительной выставки стойки и заливке зазора между станиной и стойкой самотвердеющей пластмассой 3. Такой же метод применен для обеспечения соосности шпиндельного блока 1 и задней бабки 2 (см. рис. 8.3, е)

Очень важным является *центрирование деталей*, работа которых зависит от правильного положения относительно других деталей. Это относится, например, к лабиринтному уплотнению во фланце 1 (схема II на рис. 8.2, ж), которое хорошо работает только при равномерном кольцеобразном зазоре.

Правильное базирование деталей также является условием качественной сборки. Так, если не предусмотреть базы для кольца упорного подшипника (схема I на рис. 8.3, з), может иметь место смещение колец при монтаже и неправильная работа подшипника.

Базирование колец (схема II) устраняет этот недостаток.

### **8.3. Соединения деталей**

Любая конструкция представляет собой соединение отдельных элементов - узлов и деталей [6]. Грамотный и удачный выбор вида этих соединений в значительной степени определяет эстетические, прочностные, эксплуатационные, технологические свойства изделий. Так, например, трудно представить себе знаменитый танк Т34 без сварных конструкций, Эйфелеву башню – на резьбовых соединениях.

Различают неподвижные и подвижные соединения. Неподвижные соединения выполняют неразъемными (сварные, паяные, клеевые, а также соединения, получаемые в процессе литья или пластического деформирования) и разъемными (резьбовые, шпоночные, шлицевые).

**Сварные соединения.** Эти соединения применяют при изготовлении резервуаров, бункеров, рамных конструкций, ферм, станин, корпусов, а также во всех случаях, когда экономически целесообразно слож-

ные детали получать соединением из простых штампованных или литых деталей.

Хорошей свариваемостью обладают низкоуглеродистые стали и низколегированные стали с низким содержанием углерода.

Наиболее распространены следующие виды сварки: дуговая ручная, автоматическая дуговая под слоем флюса, точечная, шовная, трением. Точечную и шовную сварку используют при соединении тонких листов.

При конструировании деталей, имеющих сварное соединение, руководствуются следующими правилами:

- сварные швы располагают в доступных местах;
- смежные сварные швы по возможности отдают друг от друга, чтобы свести к минимуму сосредоточение наплавленного металла (расстояние  $l$  на рис.8.4, *а*);
- при соединении массивных деталей с тонкими вводят клиновидные участки (рис. 8.4, *б*);
- для обеспечения точного относительного расположения соединяемых деталей предусматривают их взаимную фиксацию конструктивными элементами непосредственно на деталях либо используют специальные оправки. На рис. 8.4, *в* упор  $1$  удерживает днище  $2$ . На рис. 8.4, *г* фланец  $4$  зафиксирован относительно трубы  $3$  в поперечном и осевом направлениях благодаря проточке на трубе.

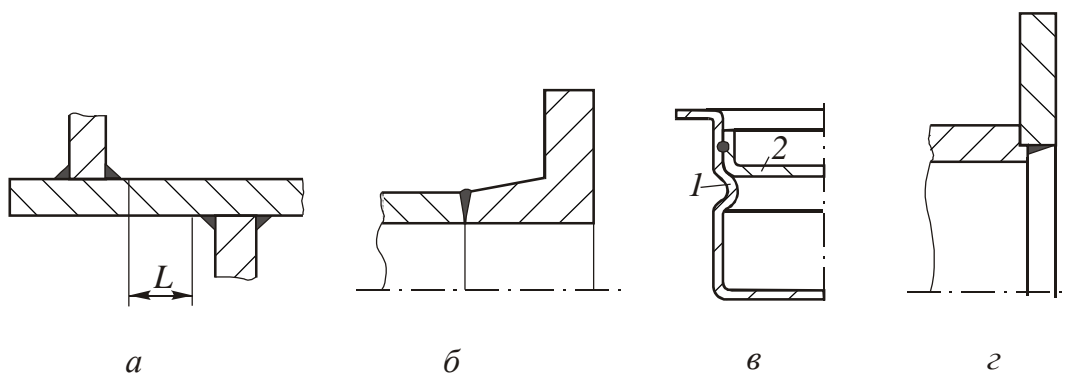


Рис. 8.4. Сварные соединения

**Паяные соединения.** Методами высокотемпературной пайки (капиллярной, диффузионной, контактно-реактивной, металлокерамической) получают неразъемные соединения со свойствами, близкими к свойствам основных материалов, и прочностью, превышающей прочность сварных соединений.

Паяные соединения выполняют стыковыми, нахлесточными и телескопическими. Для высококачественной пайки предусматривают ме-

жду соединяемыми деталями зазор в пределах 0,05-0,15мм.

Прочность при срезе составляет  $(0,8 - 0,9) \sigma_s$ , где  $\sigma_s$  – временное сопротивление припоя. У припоев на основе олова с добавлением серебра, сурьмы, меди  $\sigma_s = 32..45$  МПа, медно – цинковые припои имеют  $\sigma_s = 210..340$  МПа, а у припоев на основе соединений медь – никель или медь – никель – марганец  $\sigma_s = 200..240$  МПа.

**Клеевые соединения.** Для клеевого соединения применяют клеящий материал на основе синтетических материалов, обеспечивающий надежное склеивание металлов и других конструкционных материалов.

Клеевые соединения прочнее заклепочных и сварных соединений при работе на срез, но обладают невысокой теплостойкостью (не выше 300°С) и со временем теряют свои свойства.

Прочность клеевого соединения пропорциональна площади склеивания. Например, нахлесточное соединение после выдержки в течение 60 суток при использовании эпоксидного клея характеризуется прочностью на сдвиг 19,6 МПа, при использовании поливинилацетальфенового клея - 25,2 МПа, при использовании фенолонитрилкаучукового клея - 33,6 МПа.

**Соединения пластическим деформированием.** Пластическим деформированием соединяют, как правило, тонкостенные детали емкостей, кожухов и трубопроводов из пластичных материалов.

Распространены фальцованные соединения тонкостенных деталей путем совместного загибания кромок. На рис. 8.5, а фальцованное соединение плоских листов, на рис.8.5, б – соединение бортов цилиндрической емкости.

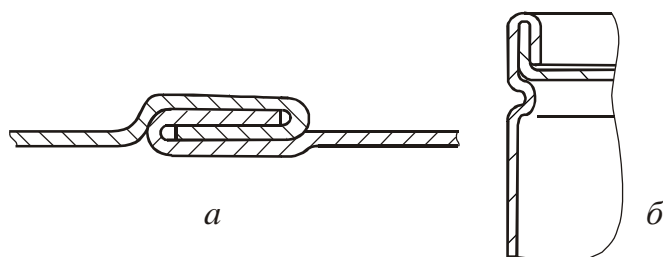


Рис. 8.5. Фальцованные соединения

**Армирование.** Целью армирования является упрочнение материала или конструкции другим материалом путем их неподвижного и, как правило, неразъемного соединения. Например, композиционные материалы содержат в качестве армирующего каркаса высокопрочные непрерывные волокна.

Армирование часто применяют при конструировании деталей из легких сплавов и пластмасс. Его используют, когда требуются местная высокая контактная прочность, большое сопротивление сдвигу (срезу).

В качестве арматуры применяют детали из стали, латуни, бронзы, керамики и стекла. Армирование позволяет увеличить жесткость и точность деталей, повысить износостойкость, препятствует усадке пластмассы.

На рис. 8.6, *а* показана стальная втулка с глухим отверстием и резьбой, установленная в пластмассовую деталь; на рис.8.6, *б* – винт, закрепленный одним концом в пластмассовой детали.

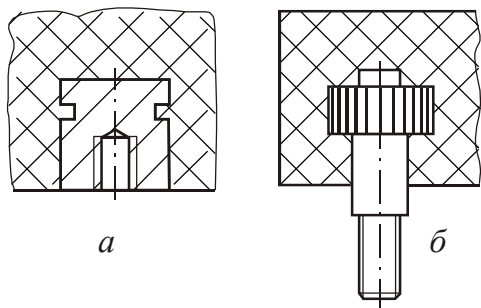


Рис. 8.6. Армирование деталей

**Заклепочные соединения.** Различают силовое прочное и силовое плотное заклепочное соединения. Последнее наряду с восприятием сил обеспечивает герметичность соединения. Заклепочное соединение осуществляют с помощью заклепок разнообразных исполнений (рис. 8.7). Обычно заклепка имеет закладную головку 1 (рис. 8.7, *а*), выполненную заранее, и замыкающую головку 2, формируемую при клепке.

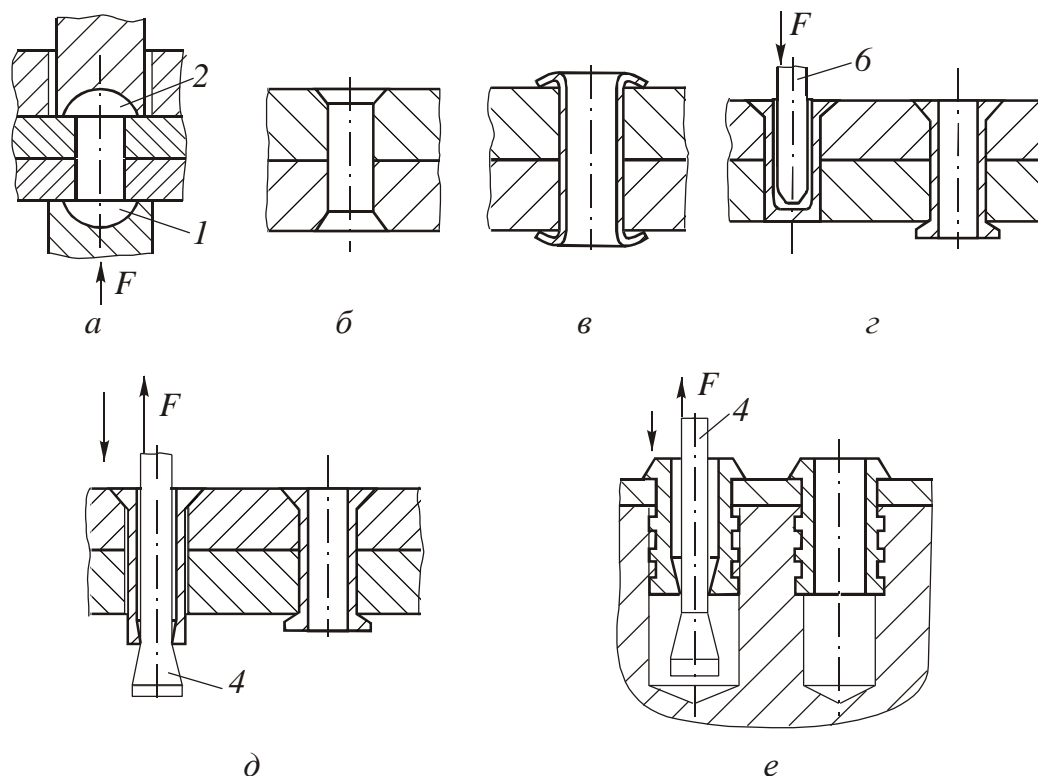


Рис. 8.7. Заклепки



Заклепки имеют полукруглые выступающие (рис.8.7, а) или потайные (рис. 8.7, б) головки.

Пистонные заклепки (рис.8.7, в) изготавливают из тонкостенных трубок толщиной 0,2 – 0,5 мм и используют для крепления кожи, ткани, пластмасс и других мягких материалов. Закладочную заклепку (рис. 8.7, г) используют в случаях, когда подвести клепальный инструмент с обеих сторон невозможно. Дорн 3 пробивает перегородку в заготовке и тем самым формирует головку с обратной стороны.

На рис. 8.7 показаны варианты заклёпок для односторонней постановки. Заклепку вставляют в отверстие с одной стороны вместе с инструментом. Втягивая утолщенную часть инструмента 4 (см. рис. 8.7, д) в направлении силы F в пустотелую заклепку, развальцовывают ее.

На рис. 8.7, е приведена схема постановки заклепки в глухом отверстии. Заклепка имеет гребенчатый хвостовик. При протягивании через отверстие инструмента 4 заклепка деформируется, а гребенки внедряются в материал соединяемой детали.

**Резьбовые соединения.** Соединения деталей с помощью резьбы обеспечивают относительную неподвижность соединяемых деталей или заданное перемещение одной детали относительно другой.

При выборе конструкции резьбового соединения наряду с традиционными решениями используют гайки, запрессованные в тело одной из соединяемых деталей (рис. 8.8). Это особенно целесообразно при соединении деталей из материалов, обладающих сравнительно невысокой прочностью. В таких конструкциях обеспечивают предохранение резьбового соединения от самоотвинчивания путем обжатия участка резьбы. На рис. 8.8 вверху показано начальное положение деталей перед запрессовкой, внизу – после запрессовки.

Для предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания существует целый ряд конструктивных приемов.

Предохранение от самоотвинчивания осуществляют с помощью фиксирующих устройств за счет увеличения сил трения или с помощью стопорных устройств за счёт введения дополнительных деталей, работающих на срез или изгиб.

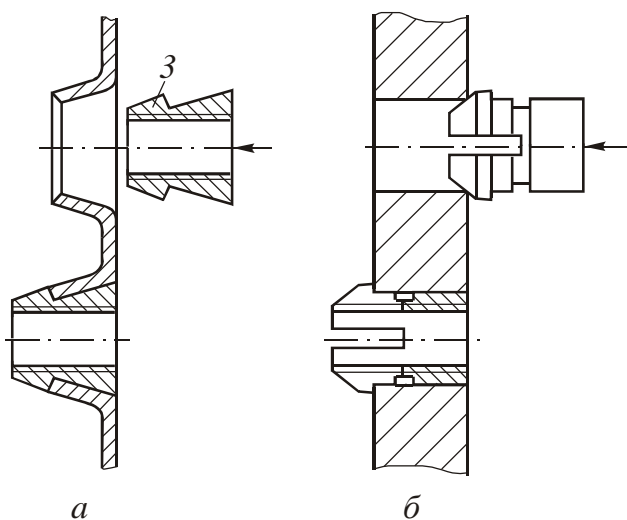


Рис.8.8. Резьбовое соединение: варианты установки гаек

**Штифтовые соединения.** Для удержания деталей от относительного перемещения в основном в плоскости стыка применяют соединение с помощью штифта – цилиндрического или конического стержня.

Соединение может быть с радиальным штифтом (рис.8.9, а), с продольным штифтом (рис.8.9, б), соединяющим фланец и вал со ступицей подобно шпонке. Штифты могут быть цилиндрическими или коническими. Конические штифты втягиваются в отверстие и стопорятся в нем гайкой.

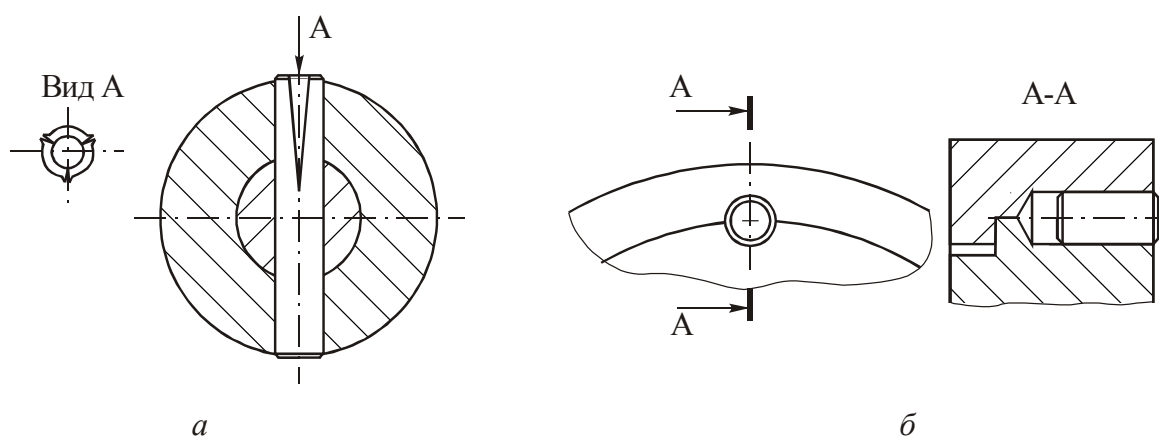


Рис.8.9. Штифтовые соединения

Применяют также штифты для точного ориентирования одной детали относительно другой. В нижнюю деталь штифт устанавливают с натягом, а выступающий конец, имеющий заходную поверхность, входит в отверстие другой детали по посадке  $\frac{H7}{j_s6}$  или  $\frac{H7}{h6}$ .

**Упругие соединения.** Сборка и разборка, а также в отдельных случаях и удержание в собранном состоянии деталей упругого соединения осуществляется благодаря упругости одного или нескольких элементов (деталей).

Как правило, упругое соединение характеризуется простотой конструкции, позволяет быстро осуществлять сборку. Но оно обычно не обеспечивает точного относительного положения деталей и имеет невысокую нагрузочную способность.

На рис. 8.10, а изображен «зажим лира» для быстрой сборки и разборки соединения деталей, точность расположения которых невысокая. Деталь 2 в виде тонкого упругого листа прикреплена к жесткому кронштейну 1. Деталь 3 опускают между усиками детали 2, и она фиксируется благодаря упругости листа.

Показанный на рис.8.10, б подшипник 5 установлен в корпусе 4. Его вертикальное перемещение предотвращается упругим элементом 6, который вставляется нажатием сверху в пазы, расположенные в корпусе.

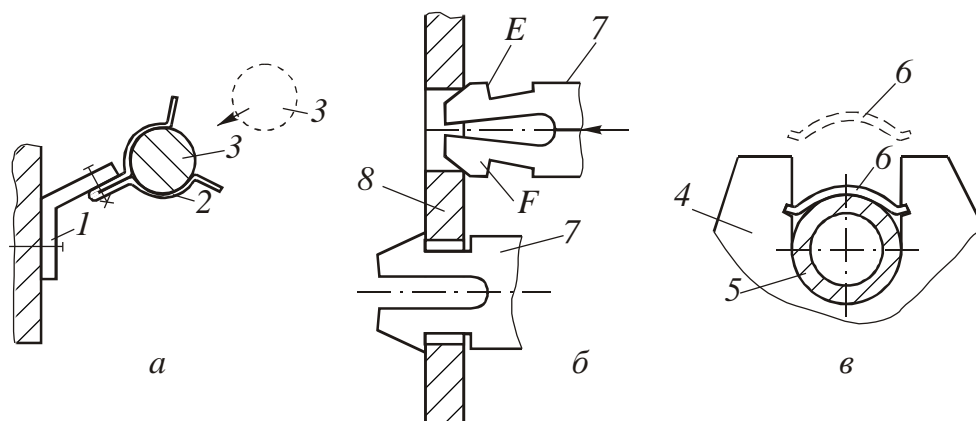


Рис. 8.10. Упругие соединения

В соединении, показанном на рис.8.10, в, деталь 7 имеет прорезь, благодаря чему при введении ее в отверстие детали 8 выступы *E* и *F* сближаются, проходят сквозь отверстие, а затем благодаря упругости расходятся и удерживают деталь 7 в отверстии.

## 9. РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН И АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ УСТРОЙСТВ

*Приведены схемы и элементы конструкции оригинальных автоматизированных устройств, выполненных с широким применением информационных систем и электронно-вычислительной техники.*

Ниже приведены автоматизированные и автоматические устройства, многие из которых защищены авторскими свидетельствами<sup>3</sup>. Примеры поучительны тем, что позволяют проследить путь решения задач, начиная от их постановки, а также тем, что во всех случаях используется компьютерная техника и информационные технологии, которые, и это будет проиллюстрировано, открывают новые широкие возможности для конструкторов. Приведенные устройства не являются типичными металлорежущими станками и промышленными роботами, однако в них просматриваются элементы конструкций, изложенные в предыдущих разделах. Автор надеется, что читатель в порядке упражнения попытается найти свою версию решения этих интересных задач.

### **9.1. Полуавтомат для дорожения коллекторов**

Требуется разработать специализированный полуавтомат для дорожения коллекторов электрических машин<sup>4</sup> диаметром от 30 до 100 мм.

Коллектор состоит из скрепленных между собой медных пластин трапецеидального сечения (ламелей), изолированных друг от друга специальными прокладками. Операция дорожения осуществляется дисковой фрезой путем обработки в ламелях определенных размеров паза, предназначенного для укладки в него и запайки выводов.

После обработки паза в первой ламели дискретным поворотом коллектора вокруг оси добиваются установки следующей в зону фрезерования и т. д.

Главная проблема состоит в необходимости обеспечения точного расположения обработанного паза относительно оси ламели: смещение не должно превышать  $\pm 0,2$  мм при толщине ламели 3...5 мм. Так как допуски на толщину медной и изолирующей пластин составляют около 0,2 мм, нетрудно видеть, что даже весьма точный делительный поворот

---

<sup>3</sup> Разработки выполнены автором с сотрудниками.

<sup>4</sup> В разработке принимал участие А.В. Панов.

коллектора на угол, равный  $\alpha = \frac{360}{n}$ , где  $n$  – число ламелей, неприемлем вследствие возможной накопленной погрешности шага, выходящей за пределы допуска на несимметричность паза.

Анализ различных вариантов структурных схем полуавтомата показал, что приемлемой может быть следующая (рис. 9.1).

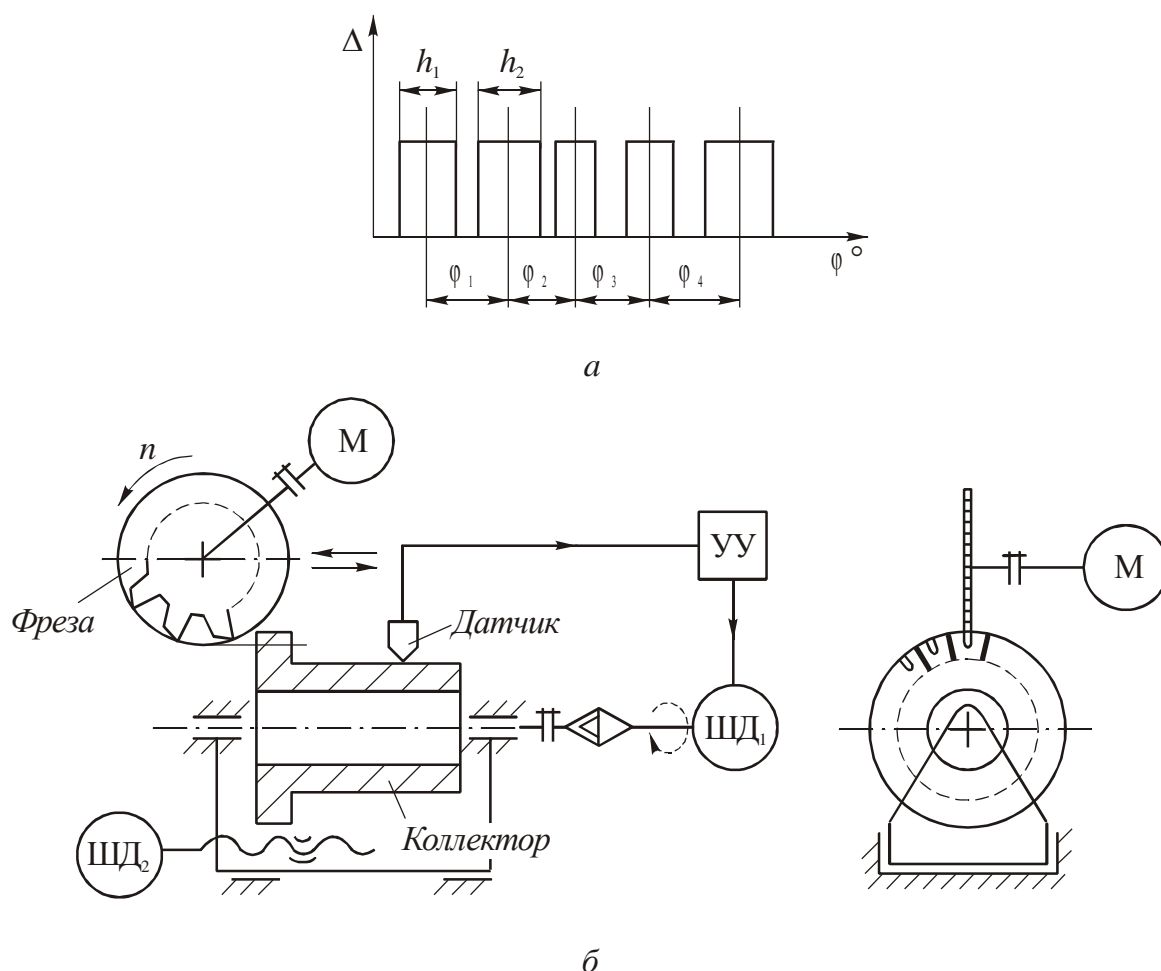


Рис. 9.1. Схема измерения толщины ламелей коллектора и их взаимного положения (а) и компоновочно-кинематическая схема полуавтомата для дорожения коллекторов (б)

Обработка пазов осуществляется в два этапа. На первом с помощью подпружиненного датчика в процессе поворота коллектора относительно оси его вращения фиксируются действительное значение толщины ( $h_1, h_2$  и т. д.) и углового положения ( $\varphi_1; \varphi_2; \varphi_3$  и т. д.) ламелей (рис. 9.1, а). Эта информация фиксируется и передается устройству управления (УУ); в последующем, на этапе фрезерования пазов, она ис-

пользуется для расчета и выдачи сигнала о требуемом угле поворота коллектора, учитывающем реальные размеры (толщины) ламелей и изоляторов. В приводе дискретного поворота коллектора целесообразно установить редуктор с тем, чтобы нивелировать возможную погрешность дискретности угла поворота шагового двигателя.

## **9.2. Автомат для деформирующей обработки деталей типа колец**

Обработка отверстий пластическим деформированием (дорнованием) состоит в проталкивании через обрабатываемое отверстие инструмента, оснащенного выглаживающими зубьями, диаметр которых больше исходного диаметра отверстия в заготовке. При этом происходит смятие микронеровностей в отверстии, увеличение и уточнение его диаметра. Подбирая геометрию выглаживающих зубьев, материал инструмента и его диаметр (обеспечивая соответствующий натяг), возможно, существенно повысит геометрическую точность обрабатываемого отверстия, что особенно актуально для обработки мелких, диаметром 2...8 мм, отверстий.

Дорнование отверстий широко применяется при производстве подшипников, где имеет место массовое изготовление точных колец.

До последнего времени на предприятиях этой отрасли использовались простые автоматы, обеспечивающие проталкивание предварительно установленных на заготовки-кольца металлических шаров с диаметром, обеспечивающим требуемый натяг.

Недостатки такой схемы очевидны. Кроме низких технологических возможностей шара как деформирующего элемента – невозможности создания большого натяга из-за возможной адгезии инструмента и обрабатываемой детали, проблематичности изготовления твердосплавных шаров-инструментов и т. п., анализируемая схема обработки не отвечает требованиям безопасности.

Широкие возможности деформирующей обработки появились с применением схемы челночного дорнования, суть которого состоит в следующем. Процесс осуществляется перемещающимся подобно челноку специальным инструментом, в средней части которого (рис. 9.2) расположены калибрующие зубья, а с обеих сторон – увеличивающиеся по диаметру (от торцов к средней части) деформирующие зубья. Инструмент, перемещаясь из одной направляющей головки в другую, совершает обработку отверстия в кольцах, причем каждый из его ходов является рабочим.

Схема автомата для дорнования колец подшипников представлена на рис. 9.2<sup>5</sup>.

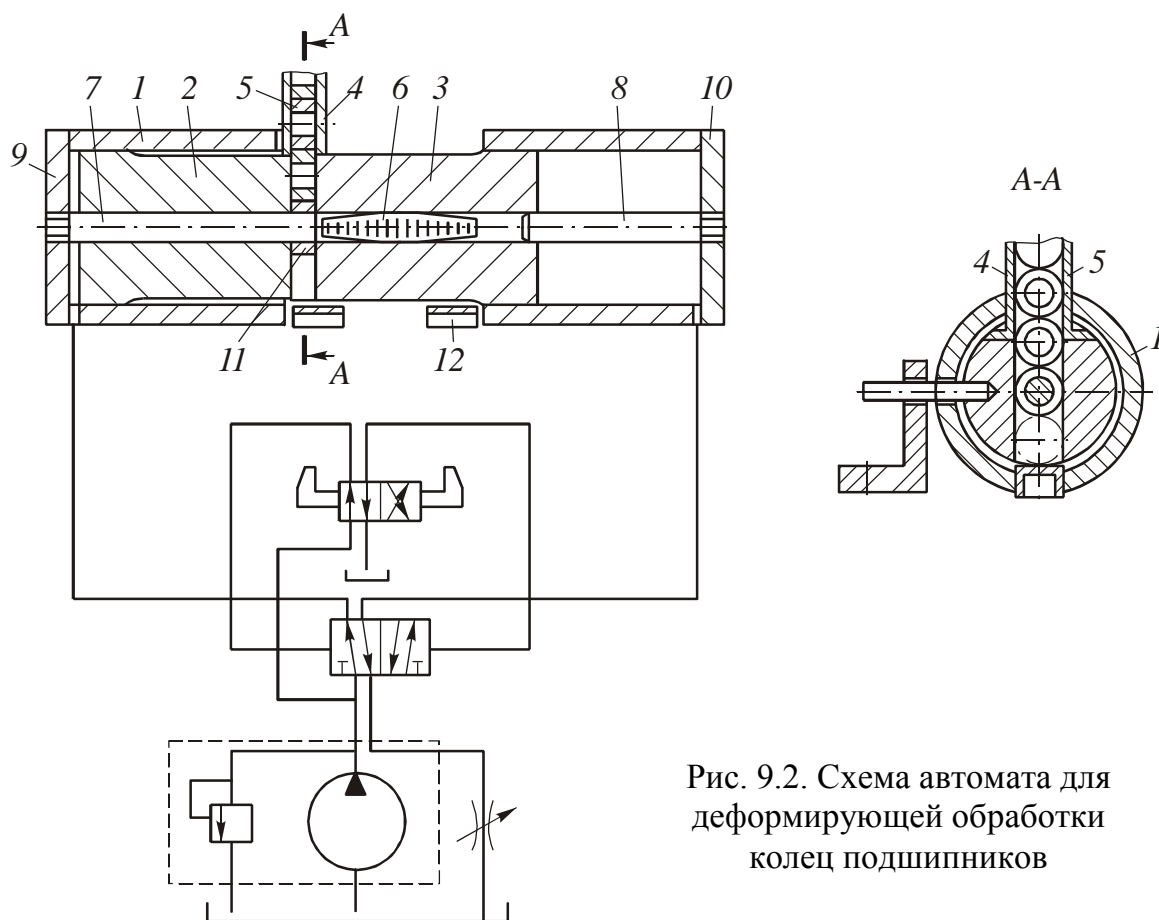


Рис. 9.2. Схема автомата для деформирующей обработки колец подшипников

В корпусе 1 гидроцилиндра подачи размещен плунжер, составленный из двух частей 2 и 3, жестко соединенных между собой и с лотком 4 загрузки заготовок 5.

В калиброванном центральном отверстии плунжеров 2 и 3 размещены инструмент 6 и упорные скалки 7 и 8, закрепленные в крышках 9 и 10 цилиндра.

При подаче давления масла в левую (по чертежу) полость гидроцилиндра 1 плунжеры 2 и 3 вместе с лотком 4 и инструментом 6 перемещаются вправо. Когда обработанная заготовка 11 сойдет со скалки 7, столб заготовок 5 в лотке 4 под действием собственного веса опустится вниз до ограничителя – планки 12 и против инструмента установится следующая, подлежащая обработке деталь. После упора инструмента 6 в торец скалки 8, при продолжающемся движении плунжера вправо,

<sup>5</sup> А.с. №426763. Соавторами изобретения являются также О. И. Васенков, А. А. Дынин и В. Ф. Скворцов

происходит обработка отверстия в заготовке, а обработанная заготовка сбрасывается в тару (не показана).

После перемещения плунжеров 2 и 3 в крайнее правое положение обработанная заготовка надевается на скалку 8, и обработка следующей заготовки производится при перемещении плунжеров 2 и 3 в обратном направлении.

Для смены инструмента части 2 и 3 плунжера разъединяются и отводятся в крайние положения, при этом прошивка 6 освобождается.

Применение гидропривода в устройстве позволяет не устанавливать специальные предохранительные устройства: в случае если подлежащее дорнованию кольцо будет подано в зону обработки (на ось инструмента) с погрешностью, превышающей допустимую, и прошивка упрется в торец кольца, перемещение плунжеров прекратится и жидкость через предохранительный клапан будет сливаться в бак гидростанции.

### 9.3. Устройство для выдавливания фасок

Обработка монтажных фасок на внутренних кольцах подшипников (рис. 9.3, а) представляет определенные сложности, особенно для мелкогабаритных подшипников с диаметром внутреннего отверстия 2...8 мм. Лезвийная или абразивная обработка проблематичны вследствие малых размеров колец.

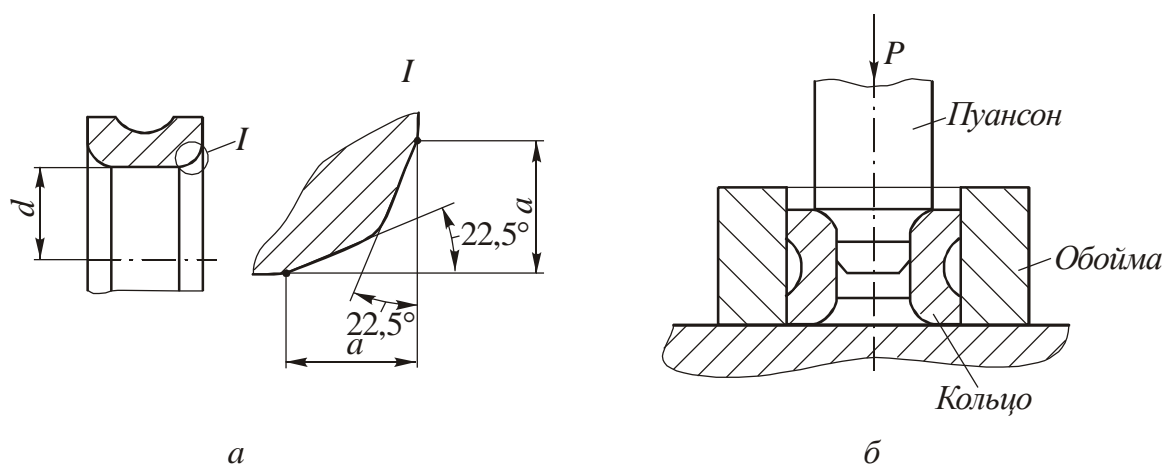


Рис.9.3. Схемы монтажной фаски (а) и процесса деформирования (б)

Исследованиями было показано, что фаски возможно обработать пластическим деформированием по схеме, представленной на рис. 9.3,б. При этом величина деформирующего усилия  $P$  должна быть строго дозирована, а на месте будущей фасонной поверхности следует снять фаску и ликвидировать заусенцы. Последнее необходимо, чтобы предот-



вратить возможность «заштамповки» заусенцев и последующего (после закалки) их отделения от кольца.

Заготовка (кольцо) должна быть установлена в обойме, чтобы предотвратить искажение наружной поверхности кольца. После выдавливания фаски кольцо в пределах посадочного зазора раздается по наружному диаметру, и для выбивки его из обоймы следует приложить определенное усилие.

Теперь, когда сформулированы все обстоятельства процесса обработки фасок, проведены исследования, возможно синтезировать схему автомата для выдавливания фасок на кольцах подшипников (рис. 9.4)<sup>6</sup>.

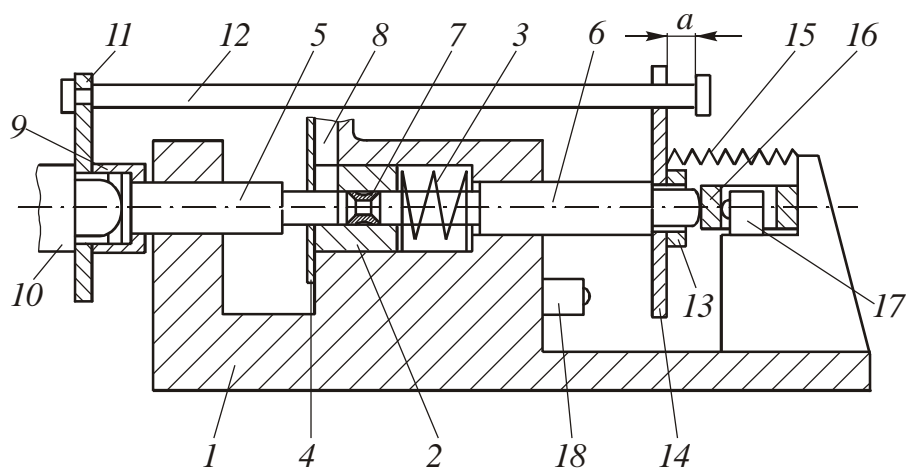


Рис. 9.4. Схема автомата для обработки монтажных фасок на кольцах подшипников

В корпусе 1, имеющем центральное сквозное отверстие, соосно расположены втулка 2, поджатая пружиной 3 к пластине 4, подвижный 5 и опорный 6 деформирующие пуансоны, между которыми помещается подлежащее обработке кольцо 7. В корпусе 1 и во втулке 2 выполнен соответствующий наружным размерам обрабатываемого кольца паз 8, предназначенный для подачи колец в зону обработки. Пуансон 5 связан гайкой 9 со штоком 10 гидроцилиндра и через планку 11, штангу 12 и поджатую гайкой 13 планку 14 с пуансоном 6. Пружина растяжения 15 прижимает последний к выполненному в виде упругого кольца динамометру 16, внутри которого расположен срабатывающий при определенной деформации кольца конечный выключатель 17; другой конечный выключатель 18 закреплен на корпусе и взаимодействует с планкой 14.

Устройство работает следующим образом.

<sup>6</sup> А.с.835573. Соавторами изобретения являются также А. А. Дынин и Ш. Х.Сиразетдинов.

На рисунке показано устройство в момент, когда завершается обработка фасок на кольце 7. Усилие от перемещающегося вправо штока 10 гидроцилиндра передается через подвижный пуансон 5 на кольцо 7, опирающееся на пуансон 6. Сила трения между кольцом и обоймой 2 вызовет некоторое перемещение последней вправо и сжатие пружины 3. Таким образом обеспечивается необходимое равенство усилий, действующих на кольцо со стороны пуансонов 5 и 6. Пуансон 6 при этом упруго деформирует кольцо-динамометр 16 и, когда усилие (деформация) достигнет заданной величины, срабатывает конечный выключатель 17, который переключает электрозолотник (на чертеже не показан) и реверсирует шток 10 гидроцилиндра. Вместе со штоком теперь влево перемещаются удерживаемые гайкой 9 пуансон 5, планка 11, штанга 12 и после выбора зазора  $a$  – планка 14 с пуансоном 6. Обработанное кольцо выводится при этом пуансоном 6 из втулки 2, возвращенной пружиной 3 в первоначальное положение – до упора в пластину 4. Когда планка 14 коснется конечного выключателя 18, вновь происходит переключение электрозолотника, и шток 10 цилиндра начинает перемещаться вправо. Вместе с ним перемещаются пуансон 5, планка 11, штанга 12 и под действием пружины 15 планка 14 с пуансоном 6. Расстояние между торцами пуансонов 5 и 6 при этом больше ширины обрабатываемого кольца на величину  $a$ , что дает возможность загрузить очередное, подлежащее обработке, кольцо по пазу 8 в зону обработки. Это происходит, когда торец пуансона 6 уйдет во втулку 2. Далее пуансон 5, перемещаясь вправо, проталкивает кольцо во втулку 2 и, когда пуансон 6 упрется в динамометр 16, происходит формообразование фасок, по окончании которого срабатывает конечный выключатель 17, и цикл повторяется.

Наличие центрирующей пуансоны втулки существенно упрощает конструкцию и обеспечивает повышение точности обработки – лучшую концентричность фаски и отверстия, а штанга, связывающая пуансоны, позволяет за один двойной ход теми же пуансонами осуществить и заведение детали во втулку, и деформирование, и выбивку обработанной детали. Наличие динамометра позволяет с необходимой точностью установить требуемое усилие деформирования и, следовательно, размер обработанной фаски.

#### **9.4. Устройство для вырубki крышек из фольги<sup>7</sup>**

**Постановка задачи.** Требуется разработать автоматический станок для изготовления крышек заданного размера из фольги толщиной 0,25 мм, на поверхность которой предварительно нанесен рисунок. Заготовка поставляется в рулоне шириной 140 мм, диаметром 200 мм.

---

<sup>7</sup> В работе принимали участие Г. А. Сандыков, В. В. Брюхов, Н. Н. Косенчук.

Смещение рисунка относительно контура крышки не должно превышать 0,5 мм (наибольший габаритный размер крышки – 120 мм).

Из возможных способов отделения крышки от ленты – прожигание лазером, вырезка по контуру, вырубка – предпочтение было отдано последнему.

Автоматическое устройство для вырубki крышек должно включать в себя следующие функциональные блоки: узел разматывания ленты, содержащий устройство для установки заготовки (рулона) с приводом вращения (разматывания) ленты, устройство для натяжения ленты, обеспечивающее постоянное усилие натяжения, узел вырубki (штамп) с приводом и узел дискретной протяжки ленты с приводом.

На рис. 9.5 представлена компоновочно-кинематическая схема устройства.

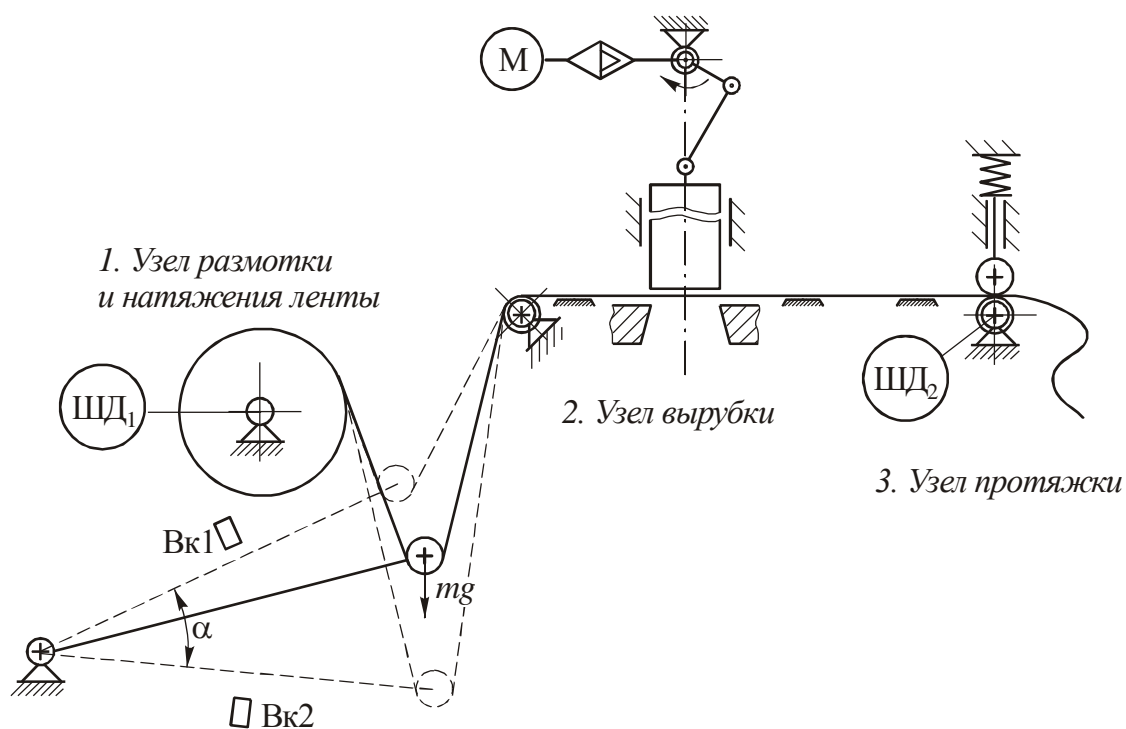


Рис. 9.5. Устройство для вырубki фасонных крышек из фольги

Наиболее существенным признаком устройства является то, что ритм вырубki задается постоянно перемещающимся пуансоном с приводом: двигатель – редуктор (мотор-редуктор) – кривошипно-шатунный механизм. Наибольшая частота двойных ходов пуансона лимитируется возможностью лентопротяжного механизма. Протяжка ленты осуществляется в период времени, начиная с момента, когда пуансон, двигаясь вверх, выходит из плоскости ленты, продолжается при перемещении

пуансона вниз и заканчивается, когда специальная риска на ленте совпадет с осью штампа. Все движения настраиваются так, чтобы протяжка ленты прекратилась прежде, чем начнется вырубка крышки.

Дискретное перемещение ленты обеспечивается парой роликов, один из которых (прижимной) подпружинен, другой снабжен приводом от двигателя ШД<sub>2</sub>.

Постоянство натяжения ленты обеспечивается установленной на подшипниковой опоре рамкой с грузом (массой  $m$ ), взаимодействующей с лентой. По мере выработки ленты рамка поворачивается против часовой стрелки и, когда лента на петле израсходована, срабатывает конечный выключатель ВК<sub>1</sub>; при этом устройством управления подается сигнал на включение шагового двигателя ШД<sub>1</sub>, который разматывает рулон с лентой. При этом рамка поворачивается до срабатывания ВК<sub>2</sub>, подающего сигнал на остановку ШД<sub>1</sub> (прекращение разматывания ленты).

### 9.5. Автоматизированный комплекс для сборки манометров

Рассматриваемый ниже пример весьма поучителен, т. к. иллюстрирует важнейший принцип проведения работ по автоматизации процесса: прежде чем разрабатывать автоматический станок, комплекс и

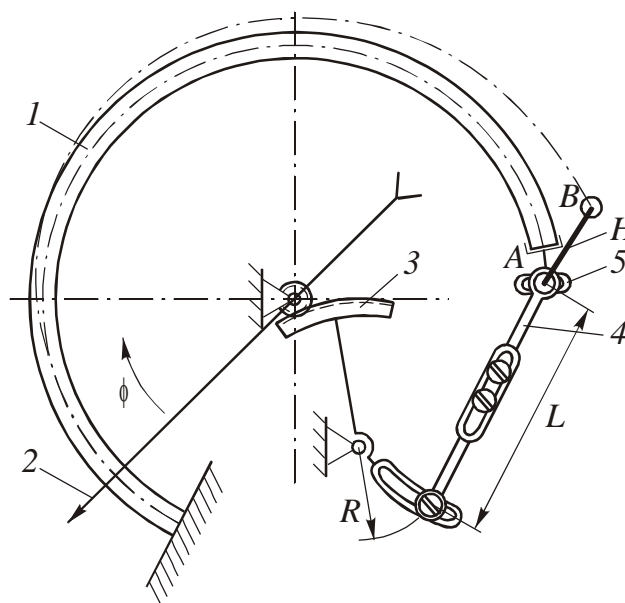


Рис. 9.6. Схема манометра с трубкой Бурдона

т.п. следует отработать объект на технологичность и адаптировать его к условиям автоматизированного производства. Нередко оказывается целесообразным изменение конструкции, либо способа изготовления, сборки, регулировки устройства.

С целью снижения трудоемкости изготовления приборов давления была поставлена задача автоматизировать сборку и регулировку манометров с трубкой Бурдона<sup>8</sup>.

Манометр представляет собой устройство (рис. 9.6), содержащее впаянную в держатель (на чертеже не пока-

<sup>8</sup> В работе принимали участие А. Г. Бригадин, Б. М. Шлякман, А. В. Панов, Д. П. Крауиньш, Н. Н. Косенчук, Ю. Г. Свинолулов.

зан) трубку эллиптического сечения  $1$ , свободный конец (наконечник) которой шарнирно связан с рычажно-зубчатым передаточным механизмом, преобразующим его перемещение под действием давления в поворот указательной стрелки  $2$ .

Механизм содержит зубчатый сектор  $3$ , хвостовик которого тягой  $4$  шарнирно связан с наконечником упругого элемента  $5$ . Размер  $R$  хвостовика сектора и длина тяги  $L$  являются регулировочными параметрами. Их используют при настройке манометра с целью компенсации погрешностей изготовления элементов конструкции и неоднородности свойств материала чувствительных элементов – трубок. Под действием давления трубка  $1$  деформируется (распрямляется), центр наконечника  $5$  перемещается на величину  $H$  (из точки  $A$  в точку  $B$ ) при максимальном для прибора давлении. Одна из существенных причин регулировки обусловлена тем, что разность хода  $H$  перемещения наконечника чувствительного элемента в партии приборов достигает 30 %.

Оператору при настройке прибора приходится неоднократно закручивать и разкручивать три винта (один в шибере хвостовика сектора и два – при изменении длины тяги), изменяя размеры  $R$  и  $L$ , устанавливать шкалу, набивать стрелку (в последующем он их снимает, чтобы «добраться» до винтов), проводить тестовые нагружения настраиваемого прибора давлением от задатчика давления и вновь повторять перечисленные операции, пока точность прибора не достигнет требуемого значения. Так, методом проб и ошибок оператору удается настройка прибора класса точности 1,0.

Понятно, что автоматизировать проделываемые оператором манипуляции практически невозможно.

В рамках НИОКР было установлено, что наибольший «вклад» в погрешность прибора – манометра с трубкой Бурдона вносит непостоянство величины хода  $H$  (см. рис. 9.6) наконечника чувствительного элемента. Была предложена конструкция прибора (рис. 9.7), в которой ограничения величины  $H$  можно достичь путем введения в конструкцию специального упора, воздействующего на трубку Бурдона и, по сути, ограничивающего длину деформируемого участка чувствительного элемента.

В исходном положении упора, при  $\varphi = 0$  «работает» вся трубка Бурдона. Поворачивая упор по часовой стрелке из «работы», отключается часть трубки на участке, определяемом углом  $\varphi$ . В пределе, если гипотетически установить упор на угле  $\varphi_{\max}$ , у наконечника чувствительного элемента (в районе точки  $A$  рис. 9.6) перемещение  $H$  при любом давлении будет равно нулю. Используя изложенный метод регулировки хода  $H$ , а по сути его ограничения до  $H_0$ , оказалось возможным применить нерегулируемые детали механизма и для всей партии прибо-

ров установить одинаковые механизмы с постоянными размерами хвостовика сектора  $R_0$  и тяги  $L_0$ , соответствующими минимальному, в пределах партии приборов, значению хода  $H$ . Для приборов с чувствительными элементами, показывающими большие значения  $H$ , последние ограничиваются установкой упора – поворотом кронштейна по часовой стрелке на тем больший угол, чем больше ход  $H$  данной трубки отличается от минимального значения.

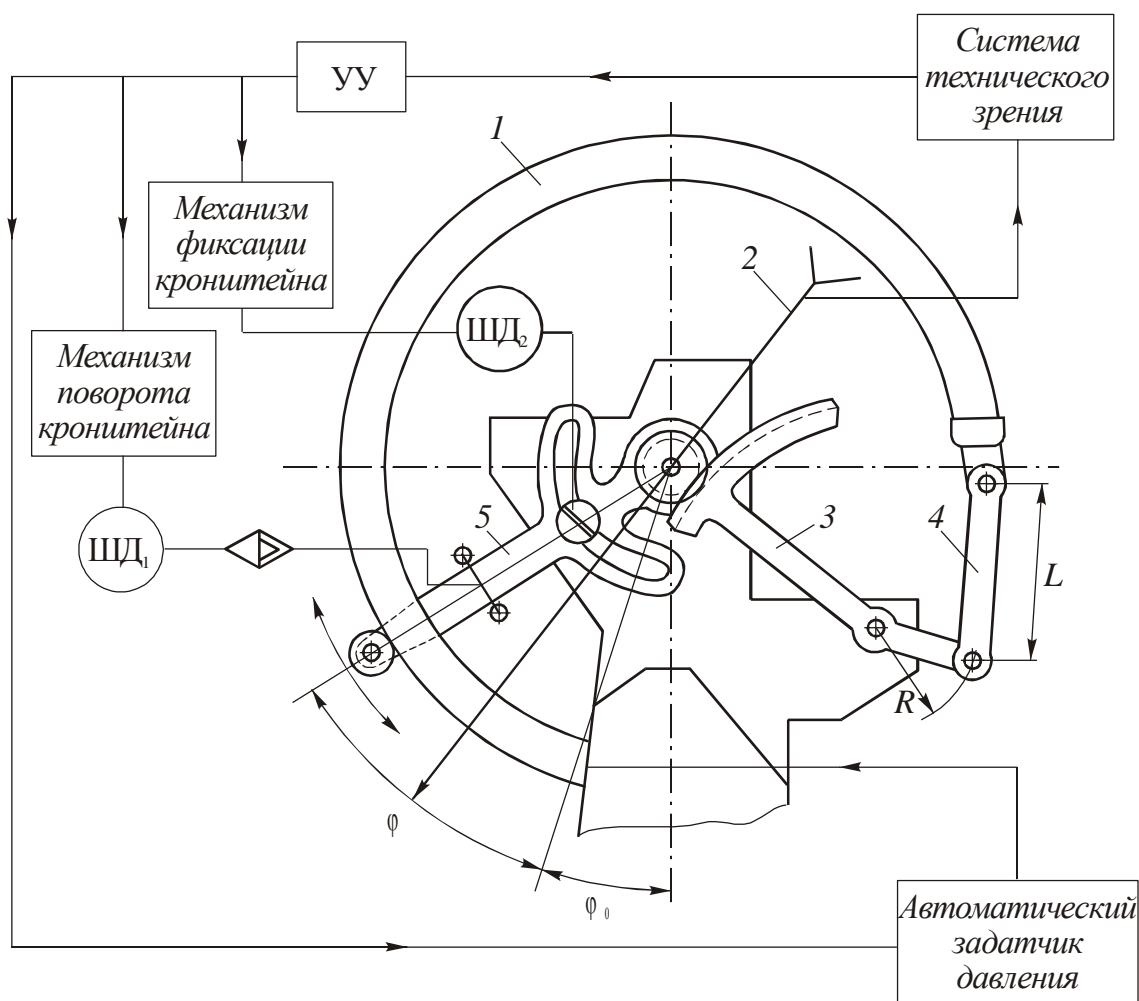


Рис. 9.7. Схема автоматического устройства для регулировки манометра

Процесс регулировки прибора, оснащенного элементами воздействия на величину хода  $H$  (а.с. 118697, а.с. 1530951), представляется следующим (рис. 9.8).

Прибор дискретно нагружается определенным давлением и при этом регистрируется значение приращения угла поворота указательной стрелки  $\Delta\Phi_i = \Phi_n - \Phi_{n-1}$ . Полученные данные  $\Delta P_n = P_n - P_{n-1}$  и  $\Delta\Phi_n$

анализируются – определяется текущее значение угла  $\alpha_n$ :  $\operatorname{tg}\alpha_n = \frac{\Delta\Phi_n}{\Delta P_n}$  и сравнивается с  $\operatorname{tg}\alpha_0 = \frac{\Phi_{\max}}{P_{\max}}$ , соответствующим «идеальному» прибору.

Если  $\alpha_n > \alpha_0$ , ход  $H$  необходимо уменьшить поворотом упора (рис. 9.7) по часовой стрелке, что достигается увеличением угла  $\varphi$ . В противном случае угол  $\varphi$  следует уменьшить. После дискретного перемещения упора вновь фиксируют  $\Delta P_i$  и  $\Delta\Phi_i$ , результат расчета сравнивают с требуемым значением  $\alpha_0$  и т. д. до тех пор, пока разность  $|\alpha_0 - \alpha_n|$  не выйдет за пределы заданного значения.

Изложенный технологический процесс регулировки возможно автоматизировать. Компоновочно-кинематическая схема автоматизированного устройства для регулировки представлена на рис. 9.7.

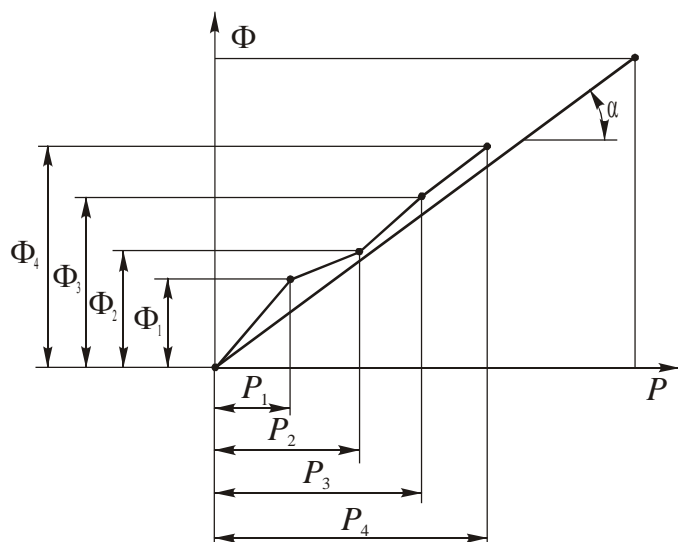


Рис. 9.8. Схема процесса регулировки манометра

Устройство содержит автоматический задатчик (АЗД) и устройство поворота рычага вокруг оси его шарнирного закрепления с приводом от шагового двигателя ШД<sub>1</sub>, устройство фиксации рычага с роликом (фиксатор) с приводом ШД<sub>2</sub>, средство технического зрения (СТЗ), регулирующее угловое положение указательной стрелки манометра и микропроцессорное устройство управления.

Оператор устанавливает прибор на устройство, соединяет его с магистралью АЗД, дает команду на начало регулировки и по завершении ее снимает прибор. Регулировка состоит в отыскании требуемого положения упора и его фиксации.

На примере рассматриваемой задачи можно показать, как технические решения могут оптимизировать процесс изготовления приборов давления с трубкой Бурдона и избавить конструкторов от создания сложного регулировочного устройства.

Способ «технологического» решения задачи в упрощенном виде состоит в следующем<sup>9</sup>:

1. Измеряют величину хода наконечника чувствительного элемента.

2. С помощью математической модели рассчитывают значения длины хвостовика сектора механизма  $R$  и длины тяги  $L$ . Действительно, если оператор при ручной регулировке методом проб и ошибок находит приемлемые значения  $R$  и  $L$ , – значит, они существуют и назначение математической модели – рассчитать их значения для данного узла чувствительного элемента.

3. Дорабатывают зубчатый сектор и тягу – сверлят отверстия под шарниры, выдерживая рассчитанные параметры  $R$  и  $L$ .

4. Собирают манометр, который не нуждается в регулировке.

Таким образом, можно констатировать, что грамотное технологическое решение может существенно снизить трудоемкость конструирования автоматизированных технологических машин и устройств.

---

<sup>9</sup> А.с.№ 1207709. Соавторами изобретения являются также Б. М. Шлякман и Г. А. Якименко.



## **ПРИЛОЖЕНИЕ 1**

### **РОБОТ ПРОМЫШЛЕННЫЙ. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ [11]**

#### **1. НАИМЕНОВАНИЕ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ**

- 1.1. Настоящее техническое задание распространяется на робот промышленный (ПР), представляющий собой автоматическую машину, состоящую из исполнительного устройства в виде манипулятора и перепрограммируемого устройства управления для выполнения в производственном процессе двигательных и управляющих функций.
- 1.2. ПР входит в состав модулей, участков и линий гибких производственных систем (ГПС), обеспечивающих автоматизацию технологических процессов ... в условиях многономенклатурного, часто переналаживаемого машиностроительного производства.
- 1.3. ПР допускает (при соответствующем оснащении) применение его на операциях ...

#### **2. ОБОСНОВАНИЕ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ**

- 2.1. Разработка ПР производится в соответствии:
  - с заданием заказчика;
  - с перспективным планом автоматизации.

#### **3. ЦЕЛЬ И НАЗНАЧЕНИЕ РАЗРАБОТКИ**

- 3.1. ПР разрабатывается с целью автоматизации однообразных, утомительных и опасных для здоровья ручных работ, обеспечения возможности создания технологических модулей, линий и участков ГПС, позволяющих сократить численность основного и вспомогательного производственного персонала, улучшить условия и повысить производительность труда работающих, улучшить качество выпускаемой продукции.
- 3.2. Функциональное назначение ПР состоит в осуществлении операций перемещения объектов производства (либо рабочего инструмента), установке их в рабочей позиции, контроле хода выполнения технологического процесса ... и управлении работой техноло-

гического оборудования в соответствии с общим алгоритмом функционирования гибкого производственного модуля (линии, участка).

#### **4. ИСТОЧНИКИ РАЗРАБОТКИ**

4.1. Разработка ведется на основе:

- результатов, полученных при выполнении научно-исследовательских работ;
- исходных требований на проектирование ПР, разработанных заказчиком;
- патентно-информационных исследований;

#### **5. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ**

5.1. *Состав ПР и требования к конструктивному исполнению.*

5.1.1. В ПР должны входить следующие составные части: манипулятор; устройство управления; кабели связи устройства управления с манипулятором.

5.1.2. Требования к конструктивному исполнению манипулятора

5.1.2.1. Манипулятор должен быть выполнен по кинематической схеме (схемам), приведенной в приложении к техническим требованиям и иметь ... степеней подвижности.

5.1.2.2. Манипулятор должен состоять из конструктивных модулей, объединяющих механизмы, двигатели, информационные устройства, устройства электрической коммутации одной или нескольких степеней подвижности.

5.1.2.3. В составе модулей степеней подвижности должны быть использованы (выделены) конструктивно законченные унифицированные и взаимозаменяемые электромеханические модули привода, объединяющие двигатель, датчики и передаточный механизм.

5.1.2.4. Конструктивные модули манипулятора должны иметь унифицированные быстроразъемные стыковочные элементы, обеспечивающие возможность и удобство объединения их в различные конфигурации в зависимости от характера решаемой задачи.

5.1.2.5. В конструкции манипулятора должны быть использованы передаточные механизмы, направляющие, комплектующие изделия и материалы, обеспечивающие минимальную массу под-

- вижных частей конструкции при сохранении ее прочности и надежности.
- 5.1.2.6. Конструкция манипулятора должна исключать его поломку при встрече с препятствием на скорости, соответствующей номинальной скорости перемещения рабочего органа.
  - 5.1.2.7. Статический прогиб конструкции манипулятора, при приложении к его рабочему органу наибольшей возможной силы, не должен превышать удвоенного значения абсолютной погрешности позиционирования ПР.
  - 5.1.2.8. Свободный ход между валом (штоком) двигателя и датчиком положения конструктивных модулей манипулятора не должен превышать дискреты датчика положения.
  - 5.1.2.9. Коэффициент полезного действия механических передач не должен быть ниже 0,6.
  - 5.1.2.10. Составные части манипулятора должны иметь надежную защиту от попадания загрязняющих веществ на направляющие, контакты, датчики.
  - 5.1.2.11. Конструкция руки манипулятора должна обеспечивать возможность быстрой (автоматической) замены рабочих органов.
- 5.1.3. Требования к устройству управления.
- 5.1.3.1. Устройство управления конструктивно должно быть выполнено в виде отдельной стойки со встроенными преобразователями следящих приводов ПР, выносным пультом ручного обучения и удовлетворять требованиям ГОСТ 21021-2000.
  - 5.1.3.2. Устройство управления должно иметь клавиатуру ручного ввода и дисплей либо интерфейсы связи с клавиатурой и дисплеем, обеспечивающие проведение обучения, контроля и редактирования программ, диагностику технического состояния ПР в диалоговом режиме.
  - 5.1.3.3. Устройство управления должно обеспечивать позиционное (контурное, позиционно-контурное, цикловое) управление движением манипулятора по ... степеням подвижности.
  - 5.1.3.4. Устройство управления при работе в контурном режиме работы должно обеспечивать круговую интерполяцию по радиусу ... с максимальной скоростью ... м/мин и линейную интерполяцию с максимальной скоростью ... м/мин.
  - 5.1.3.5. Основные режимы работы: обучение; автоматическая работа; автоматическая работа по кадрам; контроль программы; редактирование программы; коррекция программы; ввод параметров ПР; поиск кадра; поиск программы.
  - 5.1.3.6. Питание – от трехфазной сети переменного тока напряжением 380 В, частотой 50 Гц, мощностью ... Вт.

- 5.1.4. Требования к программному обеспечению.
- 5.1.4.1. ПО должно обеспечить два режима ручного управления манипулятора: непрерывное перемещение в выбранном направлении со скоростью, заданной с пульта оператора, пошаговое перемещение в выбранном направлении на шаг, заданный с пульта оператора.
- 5.1.5. Требования к кабелям.
- 5.1.5.1. Кабели должны иметь надежную защиту от механических повреждений.
- 5.2. *Показатели назначения и экономного использования сырья, материалов, топлива, энергии.*
- 5.2.1. Номинальная грузоподъемность, кг .....
- 5.2.2. Максимальная абсолютная погрешность позиционирования, мм...
- 5.2.3. Геометрические характеристики рабочей зоны .....
- 5.2.4. Показатели назначения степени подвижности.
- 5.2.4.1. Показатели ... степени подвижности (ее наименование):
- максимальное перемещение, мм (°) .....
  - время перемещения, с .....
  - максимальная скорость, мм/с (°/с) .....
  - максимальное ускорение, мм/с<sup>2</sup> (°/с<sup>2</sup>) .....
  - максимальная абсолютная погрешность позиционирования .....
- 5.2.5. Производительность ПР при выполнении операций, не ниже (не менее).....
- 5.2.6. Время разгона до номинальной скорости, с, не более .....
- 5.2.7. Диапазон регулирования скорости .....
- 5.3. *Требования к надежности.*
- 5.3.1. Все узлы и механизмы ПР должны работать без заеданий и ударов.
- 5.3.2. Электроаппаратура и электродвигатели должны быть защищены от попадания влаги по категории «Правил устройства электроустановок (ПУЭ)».
- 5.3.3. В наиболее ответственных местах должны быть предусмотрены предохранительные устройства от механических перегрузок.
- 5.3.4. Средний срок службы ПР до списания с учетом всех видов планово-предупредительных и восстановительных ремонтов, лет, не менее .....
- 5.4. *Требования к технологичности и метрологическому обеспечению разработки, производства и эксплуатации.*
- 5.4.1. Конструкция ПР должна быть технологичной при изготовлении, эксплуатации и ремонте.
- 5.4.2. Основные контролируемые параметры:  
.....

- 5.5. *Требования к уровню унификации и стандартизации.*
- 5.6. *Требования безопасности и требования по охране природы.*
  - 5.6.1. Уровень шума на рабочем месте не должен превышать значений, установленных ГОСТ 12.1.003–83.
  - 5.6.2. Необходимо предусмотреть средства, обеспечивающие надежное заземление всех составных частей ПР, которые могут оказаться под напряжением.
- 5.7. *Эстетические и эргономические требования.*
  - 5.7.1. Конструкция составных частей ПР и их внешний вид должны соответствовать современным требованиям технической эстетики.
  - 5.7.2. Места регулирования, точки смазки манипулятора должны находиться в доступных местах и не требовать его разборки.
  - 5.7.3. Установка органов управления и усилия, прикладываемые к ним человеком, должны отвечать эргономическим требованиям.
- 5.8. *Требования к патентной чистоте.*
  - 5.8.1. По основным техническим параметрам и технико-экономическим показателям ПР должен иметь преимущество перед существующими отечественными образцами роботов данного класса и находиться на уровне современных зарубежных образцов.
- 5.9. *Требования к составным частям ПР, сырью, исходным и эксплуатационным материалам.*
  - 5.9.1. Все металлические части манипулятора, за исключением выполненных из коррозионно-стойких материалов, должны быть защищены от коррозии.
- 5.10. *Условия эксплуатации, требования к техническому обслуживанию и ремонту.*
- 5.11. *Требования к маркировке и упаковке.*
- 5.12. *Требования к транспортированию и хранению.*

.....

## **6. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ**

- 6.1. Экономический эффект от внедрения одного ПР составляет ...тыс. руб.

.....

## 7. СТАДИИ И ЭТАПЫ РАЗРАБОТКИ

7.1. Разработка конструкторской документации на ПР предусматривает следующие стадии, этапы работ и срок их выполнения:

– эскизный проект .....	... кв.20... г.
– технический проект .....	... кв.20... г.
– разработка рабочей конструкторской докумен- тации .....	... кв.20... г.
– изготовление опытного образца.....	... кв.20... г.
– монтаж и испытание опытного образца .....	... кв.20... г.
– корректировка конструкторской документации по результатам испытаний .....	... кв.20... г.
– приемочные испытания.....	... кв.20... г.
– изготовление и испытание установочной партии .....	... кв.20... г.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 2

### ПРОЕКТИРОВОЧНЫЕ РАСЧЁТЫ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ

В разделе приведены проектировочные расчеты некоторых элементов конструкции и численные примеры расчетов.

#### 1. Расчёт осей и валов [3]

Проектировочный расчёт выполняют для ориентировочного определения минимального диаметра вала или оси исходя из соображений статической прочности. При этом учитываются все активные силы связей и найденные по ним результирующие моменты.

**Выбор диаметра оси.** Из условия прочности при изгибе

$$\sigma = \frac{M_{и}}{W_z} \leq [\sigma], \quad (\text{П.1})$$

учитывая, что момент сопротивления изгибу для круглого сечения

$$W_z = \frac{\pi d^3}{32}, \quad (\text{П.2})$$

определяют диаметр  $d$  оси в месте действия наибольшего изгибающего момента:

$$d \geq 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{и}^{\max}}{[\sigma]}}. \quad (\text{П.3})$$

В качестве ориентировочного допускаемого напряжения для осей из стали рекомендуется принимать следующие значения: для невращающихся осей  $[\sigma] = 50 \dots 80$  МПа; для вращающихся осей  $[\sigma] = 30 \dots 60$  МПа.

**Выбор диаметра вала.** Расчет проводят по изгибающему и крутящему моментам в наиболее нагруженном месте вала. Согласно гипотезе наибольших касательных напряжений (третьей гипотезе прочности) эквивалентное напряжение для валов определяется из выражения

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (\text{П.4})$$

Здесь  $\sigma$  и  $\tau$  – напряжения изгиба и кручения, вычисляемые по формулам

$$\sigma = \frac{M_{и}^{\max}}{W_z}; \quad (\text{П.5})$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_p}, \quad (\text{П.6})$$

где  $W_z$  и  $W_p$  – осевой момент и полярный моменты сопротивления для круглого сечения:

$$W_z = \frac{\pi d^3}{32}; \quad (\text{П.7})$$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}. \quad (\text{П.8})$$

Используя формулы (П.4) ... (П.8), получим

$$d \geq 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\text{пр}}^{\text{max}}}{[\sigma]}}, \quad (\text{П.9})$$

где

$$M_{\text{пр}}^{\text{max}} = 2,17 \cdot \sqrt{(M_{\text{и}}^{\text{max}})^2 + M_k^2} - \quad (\text{П.10})$$

максимальный приведенный момент.

При известном допуске нормальном напряжении для стали диаметр вала вычисляют по формуле (9) и затем округляют до ближайшего стандартного значения из ряда нормальных линейных размеров, мм: 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, ....

Если поперечные усилия действуют в разных плоскостях, то они раскладываются в двух взаимно перпендикулярных направлениях ( $y$ ,  $z$ ), и в каждом из них определяется изгибающий момент. Результирующий изгибающий момент находится по выражению

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_Y^2 + M_Z^2}, \quad (\text{П.11})$$

а приведенный момент – по формуле

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + M_k^2}. \quad (\text{П.12})$$

В качестве ориентировочного допускового напряжения валов из стали, в зависимости от конструктивного вида, материала и пролета между подшипниками, выбирают значение  $[\sigma] = 30 \dots 60$  МПа.

Если к началу расчета расстояние между подшипниками, а следовательно, реакции опор и изгибающие моменты еще не установлены, то диаметр вала рассчитывают по крутящему моменту, который определя-



ется через заданную мощность  $N$ , кВт, и частоту вращения вала  $n$ , об/мин. Из условия прочности при кручении

$$\tau = \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau] \quad (\text{П.13})$$

и с учетом того, что полярный момент сопротивления для круглого сечения находится по формуле (П.8), определяют диаметр вала

$$d \geq 1,71 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_k}{[\tau]}}. \quad (\text{П.14})$$

Крутящий момент, Н·м, приложенный к валу, рассчитывают по формуле

$$M_k = 9,57 \cdot 10^3 \frac{N}{n}. \quad (\text{П.15})$$

В зависимости от конструкции вала, материала и дополнительного изгибного напряжения для сталей принимают следующие ориентировочные значения допускаемого касательного напряжения  $[\tau] = 12 \dots 15$  МПа.

## 2. Расчет подшипников [3]

Опорами валов и вращающихся осей служат подшипники. В зависимости от направления действия воспринимаемой подшипниками нагрузки (радиальной, осевой и комбинированной радиальной и осевой)

они делятся на *радиальные, упорные и радиально-упорные*.

По типу трения различают *подшипники скольжения и подшипники качения*.

### 2.1. Подшипники скольжения

В большинстве случаев подшипники скольжения состоят из корпуса, вкладышей и устройств для смазывания. Пример подшипника скольжения показан на рис.П.1. Вкладыш *1* установлен в корпусе *2*, смазочный материал подается в смазочную канавку *3* с по-

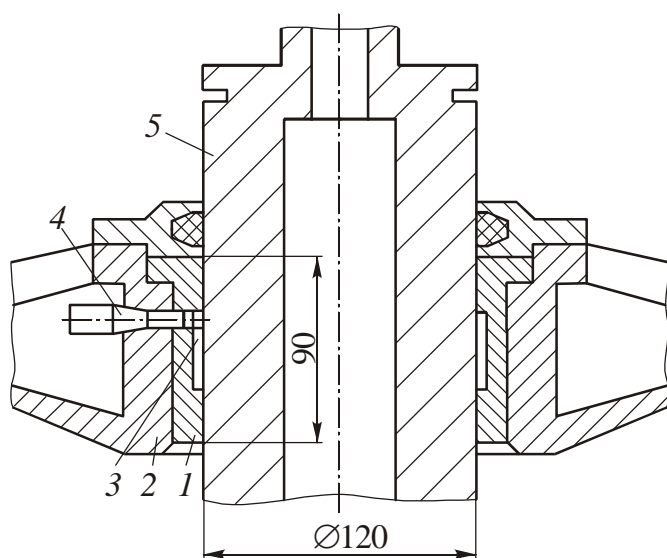


Рис. П.1. Подшипник скольжения в механизме манипулятора промышленного робота ПРЦ-1

мощью масленки 4 или закладывается в канавку при обслуживании робота и обеспечивает смазывание контактирующей поверхности вала 5.

К достоинствам описанного подшипника скольжения следует отнести: малые радиальные размеры; простоту конструкции; бесшумность работы; способность воспринимать большие ударные и вибрационные нагрузки.

Недостатки: сравнительно большие осевые размеры; необходимость постоянного наблюдения за процессом смазывания; значительный расход смазочного материала.

В качестве смазочных материалов используются в основном жидкие масла (индустриальные различных марок, моторные и др.). При ударных нагрузках применяют мази: солидолы и констатины.

К материалу вкладышей предъявляются следующие главные требования: хорошая износостойкость; высокая сопротивляемость хрупкому разрушению при ударных нагрузках; малый коэффициент трения; высокая теплопроводность при малом температурном расширении.

При средних скоростях и нагрузках используются вкладыши из бронзы. Лучшими антифрикционными свойствами обладают оловянные бронзы БрО10Ф1, БрО5Ц5С5. Вкладыши из алюминиевых (БрА9ЖЗЛ и др.) и свинцовых (БрС3О) бронз вызывают повышенный износ контактирующих с ними поверхностей валов, поэтому такие вкладыши применяются в паре только с закаленными цапфами валов. Вкладыши из свинцовых бронз хорошо работают при знакопеременных ударных нагрузках.

**Расчет подшипников скольжения.** Основным критерием работоспособности подшипника скольжения – износостойкость, т. е. сопротивление изнашиванию и заеданию. Большинство подшипников скольжения работает в условиях несовершенного смазывания; теория расчета при этом режиме отсутствует. Поэтому расчет производят условно по среднему давлению на поверхности подшипника и по нормальному тепловому режиму (без заедания).

Расчет по среднему давлению  $p_{cp}$  на трущихся поверхностях гарантирует невыдавливаемость смазочного материала, а тепловой расчет и проверка по критерию  $p_{cp}v$  – нормальный тепловой режим и отсутствие заедания. При этом должны выполняться условия

$$p_{cp} = \frac{F_p}{S} \leq [p_{cp}]; \quad (\text{П.16})$$

$$p_{cp}v \leq [p_{cp}v], \quad (\text{П.17})$$

где  $F_p$  – радиальная нагрузка на подшипник;  $S$  – площадь проекции цапфы на плоскость, проходящую через ось вала;  $v$  — окружная скорость контактирующей поверхности вала.

Площадь проекции определяется по формуле

$$S = dl, \quad (\text{П.18})$$

где  $d$  и  $l$  – соответственно диаметр и длина шейки вала. Для большинства подшипников  $l = (0,5 \dots 1,2) d$ .

Значения  $[p_{cp}]$  и  $[p_{cp}v]$  зависят от материала поверхностей трения. Для стальных валов и бронзовых вкладышей  $[p_{cp}] = 4 \dots 6$  МПа;  $[p_{cp}v] = 4 \dots 6$  МПа(м/с).

*Пример 1.* Произведем проверку подшипника скольжения, установленного в механизме подъема манипулятора промышленного робота ПРЦ–1 (см. рис. П.1). Размеры вкладыша:  $d = 120$  мм и  $l = 90$  мм. Радиальная нагрузка на подшипник, с учетом воздействия сил инерции манипулятора,  $F_p = 15,6$  кН при максимальной угловой скорости  $\omega = 2,0$  рад/с. Материал вкладыша – БРО10Ф1, материал вала – нормализованная сталь 45. Одновременно с вращением вал может скользить во вкладыше в осевом направлении с линейной скоростью до 500 мм/с.

Окружную скорость шейки вала определим по формуле

$$v = \sqrt{v_\tau^2 + v_a^2},$$

где  $v_\tau$  – окружная скорость,  $v_\tau = \omega \frac{d}{2} = 2 \frac{120}{2} = 120$  мм/с;  $v_a$  – осевая скорость;  $v_a = 500$  мм/с. После подстановки значений получим

$$v = \sqrt{120^2 + 500^2} \cdot 10^{-3} = 0,514 \text{ м/с}.$$

Для БРО10Ф1 принимаем  $[p_{cp}] = 4$  МПа;  $[p_{cp}v] = 4$  МПа(м/с).

Среднее давление в подшипнике определяем по формуле (16):

$$p_{cp} = \frac{F_p}{(d \cdot l)} = \frac{15,6 \cdot 10^3}{120 \cdot 90} = 1,44 \text{ МПа}.$$

т. е. условие  $p_{cp}v \leq [p_{cp}v]$  выполняется. Следовательно, подшипник для заданного режима работы пригоден, причем он не сильно нагружен и работает в благоприятных условиях.

## 2.2. Подшипники качения

Подшипники качения – это готовые узлы, основными элементами которых являются тела качения (шарики или ролики), установленные между кольцами и удерживаемые на определенном расстоянии друг от

друга сепаратором. Подшипники качения стандартизованы и изготавливаются в массовом производстве на специализированных заводах.

К достоинствам подшипников качения следует отнести низкую стоимость (благодаря массовому производству), малые трение, осевые размеры, расход смазочного материала. Недостатки: высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам, сравнительно большие радиальные размеры.

Чаще всего используются шариковые радиальные подшипники. Они дешевы, допускают перекос внутреннего кольца относительно наружного до  $10'$ ; дорожки качения позволяют воспринимать некоторую осевую нагрузку, обеспечивая фиксирование вала в двух направлениях. Основные размеры радиальных подшипников и их грузоподъемность для диаметров 35, 40 и 45 мм приведены в табл. 1. Здесь  $d$ ,  $D$ ,  $B$  соответственно внутренний, наружный диаметры и ширина подшипников,  $r$  – размер монтажных фасок. Полные данные о подшипниках различных типов содержатся в справочниках и каталогах.

**Расчет подшипников качения.** Поскольку основные причины потери работоспособности подшипников качения – усталостное выкрашивание рабочих поверхностей и пластические деформации вследствие больших статических нагрузок, то основными критериями работоспособности являются: долговечность по усталостному выкрашиванию; статическая грузоподъемность по пластическим деформациям.

Расчет на долговечность производят для подшипников, угловая скорость вращения которых равна или превосходит  $0,1$  рад/с. Невращающиеся или вращающиеся с меньшей угловой скоростью подшипники рассчитывают на статическую грузоподъемность.

При выборе типа подшипника вначале рассматривают возможность использования радиальных однорядных подшипников как наиболее дешевых и простых в эксплуатации; применение других типов подшипников должно быть обосновано.

Выбор подшипников производится на основании динамической грузоподъемности  $C_r$ ; она равна постоянной нагрузке, которую подшипник может воспринимать при базовой долговечности, составляющей  $10^6$  об. Значения  $C_r$  приводятся в справочниках для всех типоразмеров подшипников (см., например, табл. П.1). Расчетная динамическая грузоподъемность,  $H$ , определяется по формуле

$$C_{\text{расч}} = R_E^p \cdot \sqrt[3]{573 \cdot 10^{-6} \omega L_h}, \quad (\text{П.19})$$

где  $R_E$  – приведенная динамическая нагрузка, Н;  $p$  – показатель степени (для шариковых подшипников  $p = 3$ , для роликовых –  $p = 3,33$ );  $L_h$  – требуемая долговечность, ч (в робототехнике  $L_h = 4\ 000 \dots 30\ 000$  ч), если  $\omega < 1$  рад/с, в (П.19) подставляют  $\omega = 1$  рад/с.

Таблица П.1

Данные о шариковых радиальных однорядных  
подшипниках (выборка)

Условное обозначение подшипников	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	$d$	$D$	$B$	$r$	динамическая, $C_r$	статическая, $C_0$
Легкая серия						
207	35	72	17	2	19,7	13,6
208	40	80	18	2	25,1	17,8
209	45	85	19	2	25,2	17,8
Средняя серия						
307	35	80	21	2,5	25,7	17,6
308	40	90	23	2,5	31,3	22,3
309	45	100	25	2,5	37,1	26,2
Тяжелая серия						
407	35	100	25	2,5	42,8	31,3
408	40	110	27	3	49,3	36,3
409	45	120	29	3	59,2	45,5

Приведенная динамическая нагрузка учитывает направление и характер действующих нагрузок и зависит от типа подшипника. Для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$R_E = (XVR_r + YR_a)K_6K_T; \quad (\text{П.20})$$

для упорных подшипников

$$R_E = R_a K_6 K_T. \quad (\text{П.21})$$

Здесь  $R_r$  и  $R_a$  соответственно радиальная и осевая нагрузки на подшипник, Н;  $V$  – коэффициент вращения ( $V = 1,2$  при вращении наружного кольца;  $V = 1$  при вращении внутреннего кольца);  $K_6$  – коэффициент безопасности, зависящий от характера нагрузки:

<i>Характер нагрузки</i>	$K_6$
Спокойная (без толчков)	1,0
Легкие толчки	1,1...1,2
Умеренные толчки	1,3... 1,8

$K_T$  – температурный коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника:

T, °C	100	125	150	175	200	250
$K_T$	1,0	1,05	1,10	1,15	1,25	1,40

X, Y – коэффициенты, учитывающие влияние радиальной и осевой нагрузок на долговечность подшипников (числовые значения этих коэффициентов содержатся в справочниках; для проектировочных расчетов можно пользоваться табл. П.2, в которой, как и в табл. П.1,  $C_0$  – статическая грузоподъемность).

Осевая нагрузка  $R_a$  не влияет на приведенную нагрузку  $R_E$  до тех пор, пока  $\frac{R_a}{VR_r} \leq e$ , где  $e$  – коэффициент осевого нагружения (табл. П.2).

При расчете радиально-упорных подшипников следует учитывать также и осевые составляющие  $R_s$  реакций подшипников, которые появляются в подшипнике при действии на него радиальных нагрузок  $R_r$ . Для шариковых радиально-упорных подшипников

$$R_s = eR_r; \quad (\text{П.22})$$

для конических роликовых подшипников

$$R_s = 0,83 eR_r. \quad (\text{П.23})$$

Расчетная осевая нагрузка  $R_a$  подсчитывается с учетом реакций  $R_s$ .

Таблица П.2

Коэффициенты X и Y для однорядных шариковых подшипников (выборка)

Тип подшипника	$\frac{R_a}{C_0}$	$e$	$\frac{R_a}{VR_r} \leq e$		$\frac{R_a}{VR_r} > e$	
			X	Y	X	Y
Радиальный	0,014	0,19	1,0	0	0,56	2,30
	0,056	0,26	1,0	0	0,56	1,71
	0,11	0,30	1,0	0	0,56	1,45
	0,28	0,38	1,0	0	0,56	1,15
	0,56	0,44	1,0	0	0,56	1,0
Радиально-упорный	0,014	0,30	1,0	0	0,45	1,81
	0,056	0,37	1,0	0	0,45	1,46
	0,11	0,45	1,0	0	0,45	1,22
	0,28	0,52	1,0	0	0,45	1,04
	0,56	0,54	1,0	0	0,45	1,0

**Порядок расчета (подбора) подшипников качения на долговечность.** Вначале готовятся исходные данные, к которым относятся:

расчетная схема вала с указанием нагрузок; условия работы подшипниковых узлов – угловая скорость и диаметр цапф вала.

Расчет выполняется в такой последовательности.

1. Определяются действующие в двух взаимно перпендикулярных направлениях реакции  $R_x$  и  $R_y$  и затем суммарные реакции  $R_r$  для каждого подшипника:

$$R_r = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}.$$

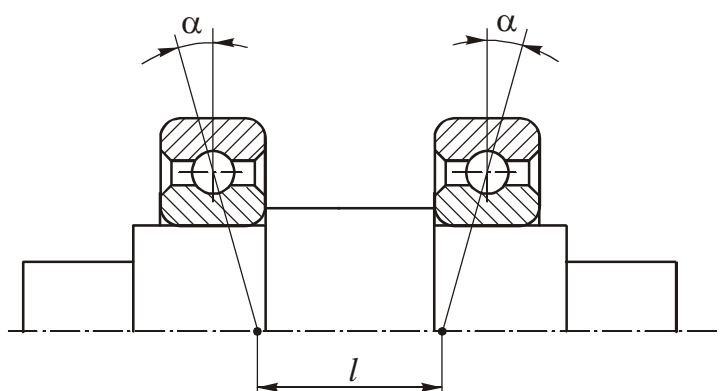


Рис. П.2. Расстояние между опорами с учетом угла контакта

При использовании радиально-упорных подшипников опорные реакции определяют, подсчитывая расстояние  $l$  между подшипниками с учетом угла контакта  $\alpha$  (рис. П.2).

2. По справочникам, ориентируясь на легкую серию, подбирают подшипник, соответствующий диаметру шейки вала и выписывают его характеристики.

3. Для обеих опор шариковых радиально-упорных и роликовых конических подшипников по формулам (П.22) или (П.23) вычисляют осевые составляющие радиальных сил и затем – расчетные осевые нагрузки  $R_a$ .

4. Для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников с углом контакта  $\alpha < 18^\circ$  определяют отношение  $R_d/C_0$  и по справочникам (см. также табл. П.2) находят значение коэффициента  $e$ ; далее находят коэффициенты  $X$  и  $Y$ .

5. Подсчитывают приведенную динамическую нагрузку по формуле (П.20) или (П.21).

6. Вычисляют расчетную динамическую грузоподъемность, используя формулу (П.19), и оценивают пригодность выбранного подшипника по условию

$$C_{r\text{расч}} < C_r. \quad (\text{П.24})$$

Если расчетное значение  $C_{r\text{расч}}$  больше значения базовой динамической грузоподъемности  $C_r$  для выбранного подшипника, то выбирают подшипник более тяжелой серии или принимают другой тип под-

шипника и повторяют расчет. Иногда для перехода на следующий типоразмер подшипника приходится увеличивать диаметр шейки вала.

**Расчет (подбор) подшипников качения при статическом нагружении.** Если подшипники качения воспринимают нагрузку в подвижном состоянии или вращаются с угловой скоростью  $\omega < 0,1$  рад/с, то их подбирают по базовой статической грузоподъемности  $C_0$ , значения которой приводятся в справочниках (см., например, табл. П.1). Базовую статическую грузоподъемность используют и для проверки подшипников, которые ранее были подобраны по базовой динамической грузоподъемности. Условие подбора и проверки

$$C_0 \geq R_0, \quad (\text{П.25})$$

где  $R_0$  – эквивалентная статическая нагрузка, Н, определяемая для радиальных и радиально-упорных подшипников по формуле

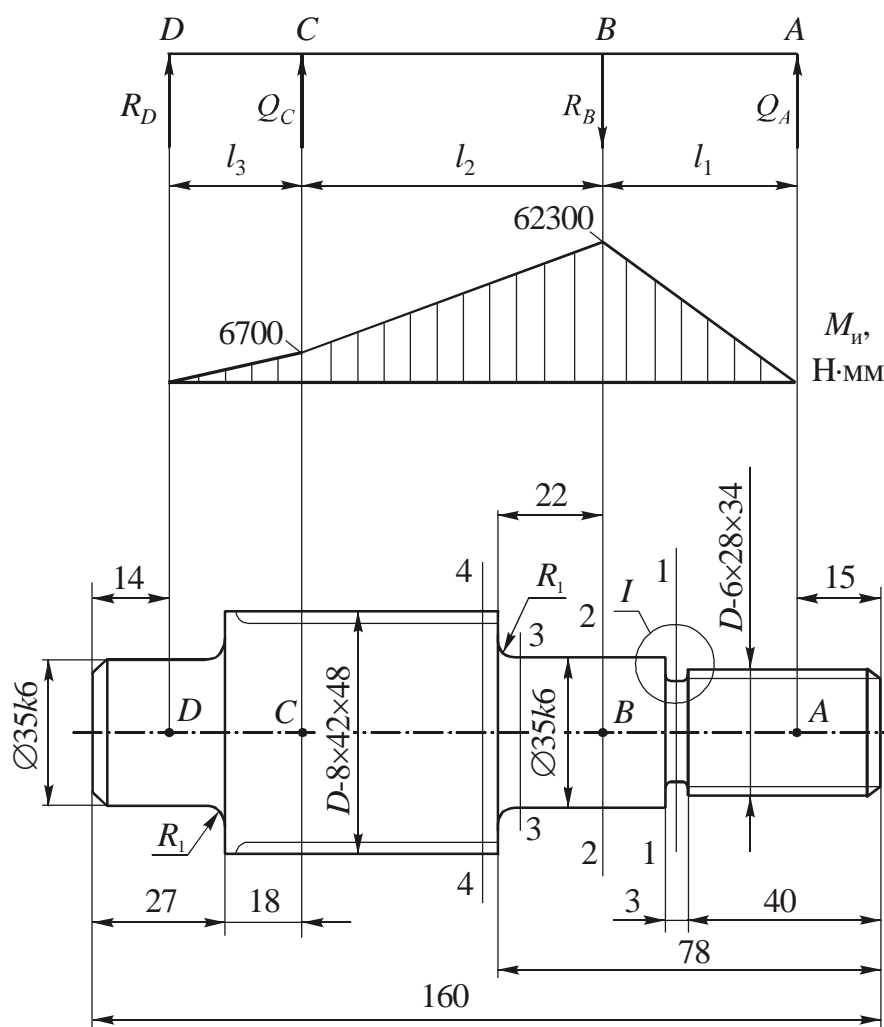
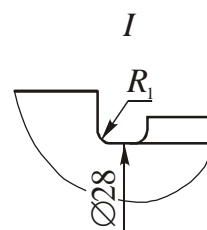


Рис.П.3. Расчетная схема и эскиз вала механизма привода ПР





$$R_0 = X_0 R_r + Y_0 R_a \geq R_r. \quad (\text{П.26})$$

Для шариковых радиальных одно- и двухрядных подшипников  $X_0 = 0,6$  и  $Y_0 = 0,5$ .

*Пример 2.* Рассмотрим расчет подшипника на долговечность на примере подшипников вала механизма привода робота РПМ-25 (см. рис. П.3). Радиальные нагрузки действуют в точках  $B$  и  $D$ , причем  $R_B = 2460$  Н, а  $R_D = 217$  Н.

В конструкции предусмотрены одинаковые диаметры шеек (35k6) и применены два одинаковых шариковых однорядных подшипника тяжелой серии 407. Осевые силы в этом случае очень малы, поэтому из табл П.2. для отношения  $\frac{R_a}{C_0} = 0,014$  выбираем  $e = 0,19$ ;  $X = 1,0$ ;  $Y = 0$ .

Приведенную динамическую грузоподъемность вычисляем по формуле (20); получаем  $R_E = (1,0 \cdot 1,0 \cdot 2460 + 0 \cdot 0) \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 2460$  Н.

Расчетную динамическую грузоподъемность определяем по формуле П.19:

$$C_{\text{расч}} = 2460 \sqrt[3]{573 \cdot 10^{-6} \cdot 100 \cdot 30000} = 29,5 \text{ кН.}$$

Для подшипника 407 в табл. П.1 находим значение динамической грузоподъемности  $C_r = 42,8$  кН. Таким образом, условие (П.24) выполняется, т. е. долговечность подшипника обеспечена.

### 3. Расчет направляющих

Направляющие для прямолинейного поступательного движения состоят из ведомой детали и направляющей дорожки. Различают на-

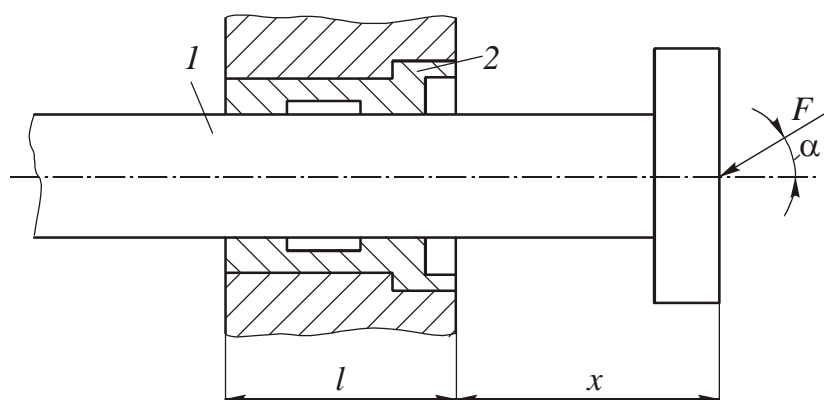


Рис. П.4. Прямолинейная направляющая скольжения

правляющие скольжения с трением скольжения между конструктивны-

ми элементами и направляющие качения, обеспечивающие движение посредством шариков или роликов.

**Направляющие скольжения.** Конструкция прямолинейной направляющей скольжения 2, выполненной в форме втулки со смазочной канавкой, показана на рис. П.4. Расчет минимальной длины  $l_{\min}$  направляющей осуществляется по нагружающей силе  $F$  и направлению ее действия. Заклинивание ведомой детали не произойдет, если

$$l \geq 2\mu x \frac{\operatorname{tg}\alpha}{1 - \mu \operatorname{tg}\alpha},$$

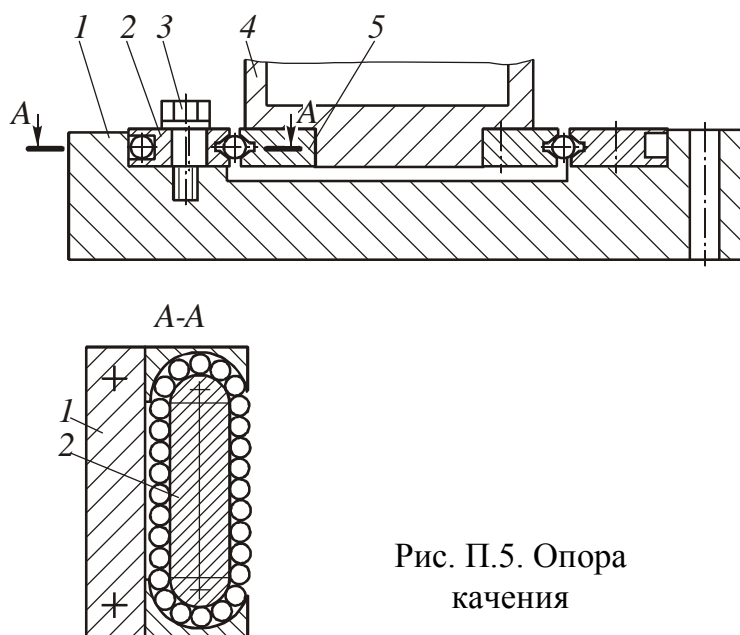


Рис. П.5. Опора качения

где  $\mu$  – коэффициент трения скольжения;  $x$  – вылет нагружающей силы.

**Направляющие качения** применяются в тех случаях, когда предъявляется требование легкости хода подвижных элементов манипулятора. На рис. П.5 показана опора качения на базе шариковых направляющих призматического типа с возвратом элементов качения. На-

правляющая 5 закреплена на руке 4, а шариковые подшипники 2 – на корпусе руки 1. Корпус шарикового подшипника прямолинейного перемещения закреплён на эксцентриковой оси 3, за счет поворота которой производят выбор люфта

#### 4. Расчет пружин [3]

В результате деформации пружины под действием внешней силы  $F$  происходит смещение точки приложения силы на величину  $f$ , называемую *ходом пружины* (см. рис. П.6, а и б). *Характеристика пружины* – это зависимость усилия нагрузки от хода пружины (см. рис. П.6, в).

Мерой жесткости пружины является наклон характеристики

$$c = \frac{dF}{df}.$$

Если деформация названа крутящим моментом  $M_k$ , то

$$c = \frac{dM_k}{d\varphi},$$

где  $\varphi$  – угол скручивания.

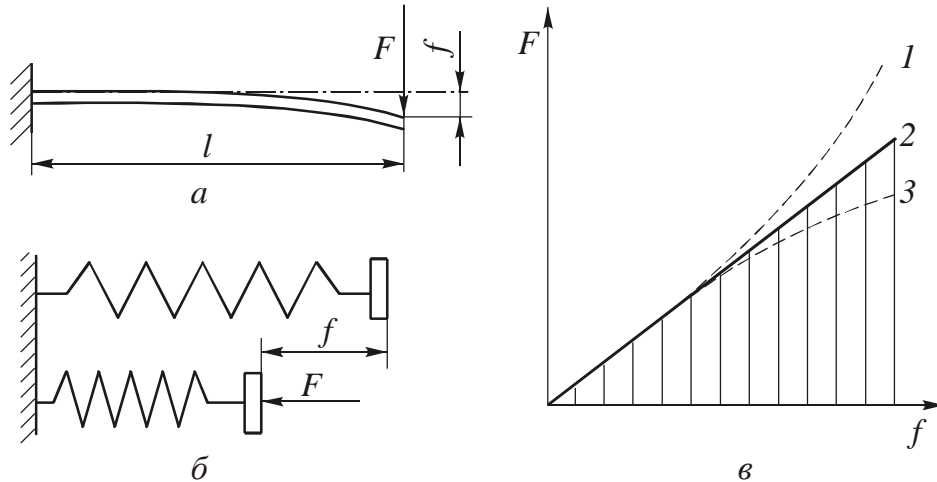


Рис. П.6. Характеристики пружин

«Жесткие» пружины имеют крутую характеристику, а «мягкие» – пологую. На линейном участке 2 зависимости (рис. П.6, в) материал пружины должен подчиняться закону Гука, при этом жесткость пружины – постоянная величина. Лишь некоторые пружины имеют линейную характеристику. Тарельчатые пружины, например, с возрастанием нагрузки становятся податливее (кривая 3), а резиновые упругие элементы – жестче (кривая 1)

Энергия пружины  $W$  при нагружении ее единичным усилием определяется выражением

$$W = \int_F F df.$$

Если характеристика прямолинейна, то

$$W = \frac{Ff}{2} = \frac{cf^2}{2}$$

(заштрихованная площадь под характеристикой на рис П.6, в).

При расчете каждой пружины должны учитываться два аспекта:

– функциональный (связь между усилием нагрузки и деформацией);

– прочностный (напряжение в сечении пружины, допустимое для данного материала).

**Пружины изгиба.** Прямые пружины изгиба применяются чаще всего в виде плоских пластин с прямоугольным поперечным сечением (рис. П.6, а). Их прогиб определяется по формуле

$$f = \frac{4Fl^3}{Ebh^3},$$

где  $b$  и  $h$  – соответственно ширина и высота поперечного сечения пружины;  $E$  – модуль упругости.

Жесткость пружины

$$c = \frac{bh^3E}{4l^3}.$$

Прочностной расчет основан на использовании формулы

$$f \leq \frac{2l^2}{3Eh} \cdot \sigma_B,$$

где  $\sigma_B$  – предел прочности.

При конструировании зажима плоских пружин следует обеспечить такую конструкцию, чтобы края держателя пружины были скруглены. Кроме того, для хорошо обработанных пружин в местах зажима нужно предусмотреть прокладки из мягкого материала во избежание повреждения поверхности пружины.

**Витые цилиндрические пружины** выполняются из круглой проволоки и делятся на пружины *растяжения* и *сжатия* (см. рис. П.6, б).

Важнейшие параметры цилиндрических пружин: диаметр  $d$  проволоки; средний диаметр  $D$  пружины; число  $n$  рабочих витков; индекс пружины  $c = \frac{D}{d}$ , выбираемый в зависимости от  $d$ :

$d$ , мм	$\leq 2,5$	3...5	6...12
$c$	5...12	4...10	4...9

Диаметр проволоки определяется в результате прочностного расчета по формуле

$$d = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{(c + 1,45) \cdot F_{\max}}{[\tau]}},$$

где  $[\tau]$  – допускаемое касательное напряжение.

Задав максимальное упругое перемещение, можно определить необходимое число рабочих витков:

$$n = f_{\max} c_1 (F_{\max} - F_{\min}).$$

Здесь  $c_1$  – жесткость одного витка, определяемая по формуле

$$c_1 = \frac{Gd^4}{8D^3},$$

где  $G$  – модуль упругости второго рода (модуль сдвига).

**Спиральные пружины.** Во многих механизмах используются спиральные пружины с межвитковым пространством, которые в большинстве случаев выполняются в виде спирали Архимеда с постоянным расстоянием между витками (рис. П.7). Они работают без потерь на трение, если витки во время работы не соприкасаются. Для этого угол поворота не должен быть слишком большим (в общем случае  $\varphi < 360^\circ$ ).

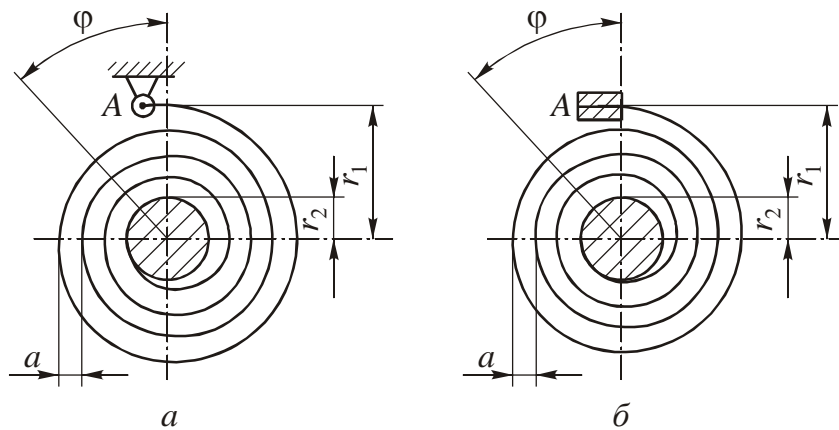


Рис. П.7. Спиральные пружины

Длина спирали Архимеда составляет

$$l = i \cdot \pi \cdot (r_1 + r_2),$$

где  $i$  – число витков спирали.

Межвитковое расстояние

$$a = \frac{\pi}{l} \cdot (r_1^2 - r_2^2).$$

Внутренний конец пружины всегда крепится жестко, а для внешнего конца  $A$  возможно либо шарнирное, либо жесткое закрепление (рис. П.7,  $a$ ,  $b$ ). Эти варианты отличаются не только по конструкции, но и по расчетным формулам. Так, жесткость пружины при шарнирном закреплении определяется по формуле

$$c = \frac{bh^3 E}{15l},$$

а при жестком –

$$c = \frac{bh^3 E}{12l}.$$

Здесь  $b$  и  $h$  – соответственно ширина и высота поперечного сечения пружины.

Угол закручивания при шарнирном закреплении

$$\varphi = \frac{15M_{\kappa} l}{Eb h^3},$$

при жестком –

$$\varphi = \frac{12M_{\kappa} l}{Eb h^3}.$$

**Торсионные пружины.** Прямые торсионные пружины, передающие в основном только крутящий момент и имеющие цилиндрическое поперечное сечение (рис. П.8) имеют такую схему нагружения, которая позволяет выполнять расчет торсионной пружины по схеме расчета вала на кручение. Так, угол закручивания торсиона определяется как

$$\varphi = \frac{32M_{\kappa} l}{\pi G d^4}.$$

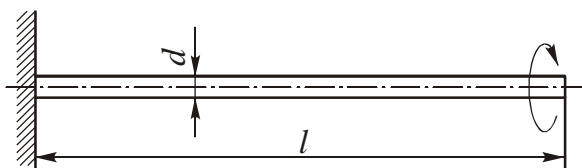


Рис. П.8. Расчетная схема прямой торсионной пружины

Жесткость торсионной пружины на кручение

$$c = \frac{\pi d^4 G}{32l}.$$

Прочностной расчет выполняется с использованием формулы

$$\varphi \leq \frac{2l}{Gd} \cdot [\tau].$$

Выполнив расчеты по этим формулам при известном передаваемом крутящем моменте, можно подобрать параметры торсиона.

**Расчет муфт.** Для передачи мощности от ведущего вала к ведомому и присоединения с этой целью одного вала к другому применяются муфты.

Муфты классифицируются по целому ряду признаков. Так, по способам соединения ими валов различают *постоянное* и *временное* соединения.

Постоянные соединительные муфты подразделяют на *неподвижные* (или *глухие*) и *подвижные компенсирующие*, осуществляющие также компенсацию смещений валов.

При временном или периодическом соединении валы могут соединяться и разъединяться в процессе работы. Муфты этого типа делятся на две группы. К первой относятся *цепные управляемые муфты*, служащие для соединения или разъединения валов, которое выполняется вручную с помощью специального механизма или по сигналу – электрическому, гидравлическому и т. п. Эти муфты позволяют соединять и разъединять неподвижные валы, а также разъединять их в процессе работы.

Вторую группу образуют *цепные самоуправляемые муфты*. Соединение или разъединение валов происходит автоматически в тот момент, когда какой-либо параметр, например угловая скорость или крутящий момент, достигает определенного значения. Муфта остается включенной, пока значение параметра постоянно, и выключается, если оно изменилось.

К этой же группе относятся муфты, «пропускающие» движение в определенном направлении. Например, при вращении ведущего вала в одном направлении муфта включает ведомый вал, а при изменении направления вращения – выключает.

Приведенная классификация облегчает выбор конструкции и типа муфты при заданных условиях работы валов.

Наиболее распространенные муфты нормализованы.

Рассмотрим некоторые виды муфт.

**Постоянные соединительные муфты.** *Неподвижные (глухие) муфты* предназначены для жесткого соединения отдельных валов в длинный составной, работающий как цельный вал, и применяются в приводах ПР, работающих с переменной скоростью в режиме частого пуска. Допускаемое смещение осей валов составляет 0,002...0,05 мм. На практике применяются глухие муфты трех основных типов: втулочные; поперечно-свертные, или фланцевые; продольно-свертные.

*Втулочная муфта* (см. рис. П.9) представляет собой втулку 1 с отверстием, диаметр которого равен диаметру вала. Втулка устанавли-

вается на концах валов и соединяется с ними штифтами либо шпонками. Соединение валов со втулкой осуществляется обычно по посадкам  $H7/f7$ ,  $H7/e9$ , а при небольшой несоосности валов – по  $H7/h6$ .

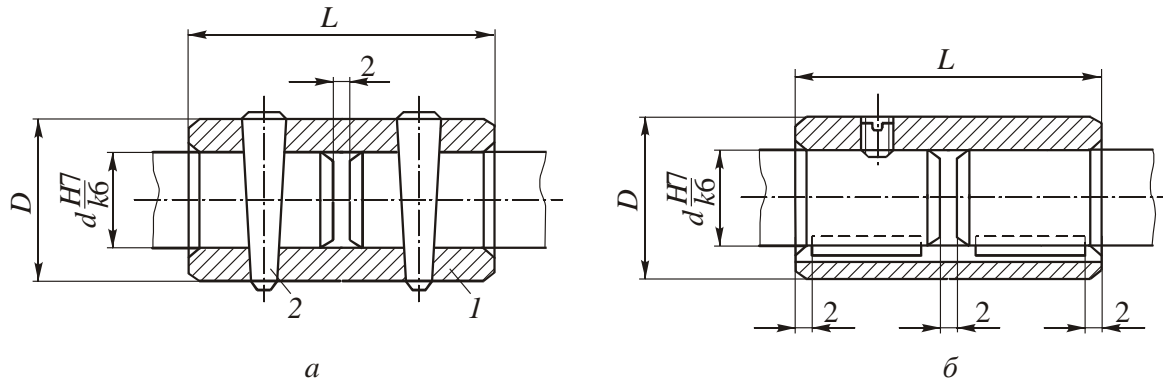


Рис. П.9. Втулочная муфта

Расчет на прочность сводится к определению наружного диаметра втулки  $D$  из условия равнопрочности вала и втулки при кручении:

$$\frac{\pi d^3}{16} \cdot [\tau_{\text{ср}}] = \frac{\pi}{16D} (D^4 - d^4) \cdot [\tau_{\text{ср}}'],$$

где  $d$  и  $D$  – соответственно внутренний и наружный диаметры втулки;  $[\tau_{\text{ср}}]$  и  $[\tau_{\text{ср}}]'$  – допускаемые напряжения при кручении материала вала и втулки соответственно.

Длина и диаметр втулочной муфты определяются по соотношениям

$$h = (3 \dots 5) \cdot d; \quad D = (1,8 \dots 2) \cdot d.$$

Втулочная муфта крепится к валу с помощью гладких цилиндрических или конических штифтов 2. Цилиндрические штифты устанавливаются в отверстия по скользящим посадкам и удерживаются от выпадения пружинящими кольцами.

Диаметр двухсрезного штифта

$$d_{\text{ш}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{M_{\text{к}}}{\pi d [\tau_{\text{ср}}]}},$$

где  $[\tau_{\text{ср}}]$  – допускаемое напряжение при кручении материала штифта;  $M_{\text{к}}$  – крутящий момент внешних сил, приложенный к валу.



При работе валов в условиях переменных температур их общее температурное удлинение

$$\Delta_T = l_1 \cdot (1 + \alpha_{T1} T) + l_2 \cdot (1 + \alpha_{T2} T) - (l_1 + l_2) \cdot l_1 \cdot (1 + \alpha_{Tn} T), \quad (\text{П.27})$$

где  $l_1$  и  $l_2$  – длины валов, образующих пролет;  $\alpha_{T1}$ ,  $\alpha_{T2}$  и  $\alpha_{Tn}$  – коэффициенты температурного расширения валов;  $T$  – температура нагрева.

Если температурное удлинение  $\Delta_T$  должно восприниматься (компенсироваться) только муфтой, то необходимо, во-первых, между соединяемыми концами валов обеспечить зазор  $\Delta \geq \Delta_T$  и, во-вторых, одно сквозное отверстие во втулке под штифт выполнить продолговатым в направлении оси муфты.

Втулочной муфтой можно соединить валы разных диаметров. Для этого во втулке выполняют два соосных отверстия диаметрами, равными диаметрам валов.

Во втулочной муфте отсутствуют подвижные части, поэтому ее КПД равен 1.

К достоинствам муфты относятся простота конструкции, малые габаритные размеры и масса, жесткость соединения, небольшой маховой момент и высокая надежность, а к недостаткам – необходимость обеспечения соосности валов.

**Фрикционные муфты.** Действие этих муфт основано на использовании сил трения между рабочими поверхностями, расположенными на ведомой и ведущей полумуфтах.

В основу классификации муфт могут быть положены различные признаки. По форме полумуфты делятся на дисковые, конические и цилиндрические; по способу управления – на механические, электромагнитные; по функциональному признаку – на муфты включения, предохранительные, тормозные; по количеству трущихся поверхностей – одно- и многодисковые.

Важными качествами, благодаря которым фрикционные муфты широко применяются, являются мягкость и плавность сцепления. Однако наличие переходного процесса, сопровождающегося пробуксовкой, вызывает искажения в передаче угла поворота и увеличение времени включения.

Изменяя силу нажатия  $Q$  (рис. П.10), можно настроить муфту на передачу определенного крутящего момента, при превышении которого муфта начнет пробуксовывать, выполняя предо-

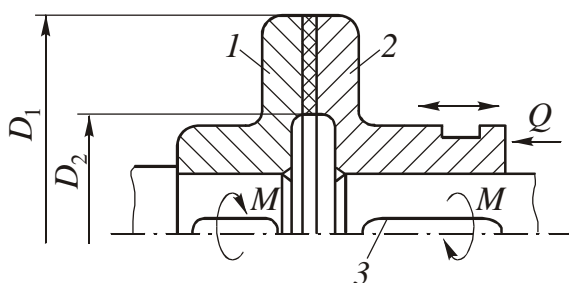


Рис. П.10. Дисковая фрикционная муфта

хранительные функции. Это же свойство фрикционных муфт не позволяет применять их в тех случаях, когда пробуксовка недопустима.

В зависимости от направления силы нажатия все фрикционные муфты делятся на две группы: 1) осевые – сила нажатия  $Q$  направлена вдоль оси; 2) радиальные – сила нажатия направлена перпендикулярно к оси. К первой группе относятся дисковые и конусные муфты, а ко второй – ленточные, колодочные и др.

**Дисковая муфта** (рис. П.11) состоит из двух дисков, один из которых  $1$  неподвижен, а другой – подвижный  $2$  перемещается по шпонке  $3$  вдоль вала. Для передачи крутящего момента диски прижаты друг к другу силой  $Q$ , создаваемой каким-либо механизмом либо пружиной  $4$  (рис. П.11, *а*). Следует заметить, что перекосы валов дисковых муфт обуславливают их неудовлетворительную работу.

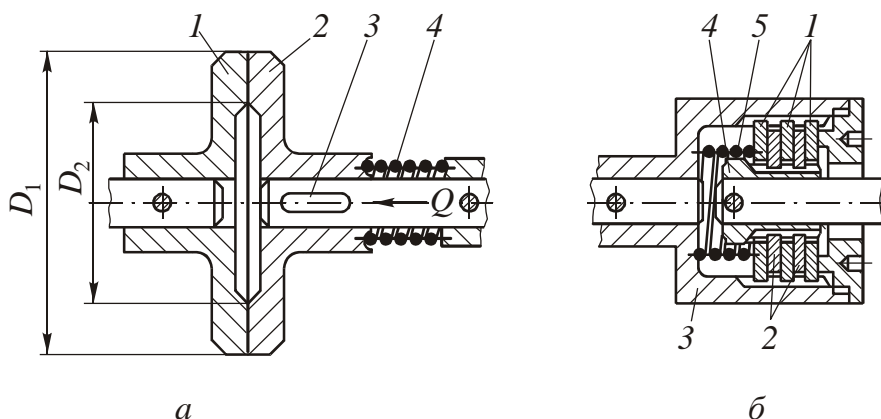


Рис. П.11. Дисковые муфты: *а* – однодисковая, *б* – многодисковая

Многодисковая муфта изображена на рис. П.11, *б*). Фрикционные диски  $1$  связаны с ведущей полумуфтой  $3$  через шлицевые пазы. Диски  $2$  через шлицевую втулку  $4$  жестко связаны с ведомым валом (рис.П.11,*б*). Сила нажатия  $Q$  обеспечивается пружиной  $5$ . Давление распределено по фрикционной поверхности равномерно, поэтому можно записать

$$Q = p \cdot \pi \cdot D_{\text{ср}} \cdot b, \quad (\text{П.28})$$

где  $b$ ,  $D_{\text{ср}} = \frac{(D_1 + D_2)}{2}$  – соответственно ширина и средний диаметр рабочей части дисков.

Момент, передаваемый муфтой,

$$M_{\text{тр}} = Q \cdot \mu \cdot \frac{D_{\text{ср}}}{2}, \quad (\text{П.29})$$

где  $\mu$  – коэффициент трения.

Обозначив число пар фрикционных поверхностей  $z$  и подставив значение  $Q$  из уравнения (П.28), получим

$$M_{\text{тр}} = \frac{\pi}{2} z \mu p b D_{\text{ср}}^2,$$

откуда

$$z = \frac{2M_{\text{тр}}}{\pi \cdot \mu \cdot p \cdot b \cdot D_{\text{ср}}^2}. \quad (\text{П.30})$$

Для расчета муфт должны быть известны:  $M_c$  – момент сил сопротивления ведомой части;  $n$  – частота вращения;  $t$  – число включений в 1 ч.;  $D_{\text{ср}}$  – средний диаметр, определяемый конструктивными соображениями и диаметрами валов,  $b$  – ширина рабочей части дисков, коэффициент трения  $\mu$  и удельная нагрузка  $p$ .

Расчет проводят в такой последовательности.

1. Задаются величинами  $D_{\text{ср}}$  и  $b$ .
2. Выбирают материалы фрикционной пары.
3. Находят среднюю окружную скорость дисков

$$v_{\text{ср}} = \pi D_{\text{ср}} \frac{n}{60}$$

и по ней выбирают значение коэффициента  $k_v$  в зависимости от окружной скорости дисков

$v_{\text{ср}}, \text{ м/с}$	$k_v$	$v_{\text{ср}}, \text{ м/с}$	$k_v$
1	1,35	5	0,80
1,5	1,19	6	0,75
2	1,08	8	0,68
2,5	1,0	10	0,63
3	0,94	13	0,59
4	0,86	15	0,55

4. Определяют число поверхностей трения (полагая что  $M_{\text{тр}} \geq M_c$ )

$$z = \frac{2k_3 M_c}{\pi \mu p b D_{\text{ср}}^2 k_q k_z k_v},$$

где  $k_z$  – коэффициент, учитывающий влияние числа пластин в муфте на передаваемый ею момент;  $k_3 = 1,25 \dots 2,0$  – коэффициент запаса сцепле-

ния;  $k_4$  – коэффициент, учитывающий частоту включений муфты в 1 час;  $k_v=1$  при числе вращений  $n \leq 100$ .

Полученное число  $z$  округляют до целого числа.

5. Число пластин в полумуфтах определяют по выражениям

$$n_1 = \frac{z}{2} + 1; \quad n_2 = \frac{z}{2},$$

где  $n_1$  и  $n_2$  – количество пластин в ведомой и ведущей частях муфты соответственно; общее число пластин должно быть меньше 25...30.

Для сухих муфт  $k_z = 1$ ; для масляных муфт  $k_z$  находят по таблице

$z$	$k_z$	$z$	$k_z$
3	1	8	0,85
4	0,97	9	0,82
5	0,94	10	0,79
6	0,91	11	0,76
7	0,88		

6. Рассчитывают силу, необходимую для включения муфты по формуле (П.28).

*Пример 3.* Пусть требуется рассчитать фрикционную многодисковую муфту автомобильной коробки скоростей для следующих данных: момент сил сопротивления ведомой части  $M_c=40$  Нм, частота вращения  $n=1500$  об/мин.

1. Задаемся величинами среднего диаметра дисков  $D_{cp}=60$  мм, и шириной рабочей части  $b=10$  мм.

2. Принимаем материал фрикционной пары – сталь по стали; коэффициент трения  $\mu=0,1$ ; удельная нагрузка  $p=0,1$  кг/мм<sup>2</sup>.

3. Находим среднюю окружную скорость дисков

$$v_{cp} = \pi D_{cp} \cdot \frac{n}{60} = \pi \cdot 0,006 \cdot \frac{1500}{60} = 4,7 \text{ м/с.}$$

4. Определяем число поверхностей трения.

Принимаем  $k_3=1,5$ ;  $k_4=1$ ;  $k_z=0,8$  (полагая что  $z \leq 10$ );  $k_v=1,35$  (для  $v=5$  м/с)

$$z = \frac{2k_3M_c}{\pi \mu p b D_{cp}^2 k_4 k_z k_v} = \frac{2 \cdot 4000 \cdot 1,5}{\pi \cdot 0,1 \cdot 0,1 \cdot 10 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1,35} = 9,9.$$

Принимаем  $z=10$ .

Тогда число пластин в полумуфтах составит

$$n_1 = \frac{z}{2} + 1 = 6; \quad n_2 = \frac{z}{2} = 5.$$

Силу, необходимую для включения определяем по формуле

$$Q = p \cdot \pi \cdot D_{cp} \cdot b = 0,1 \cdot \pi \cdot 60 \cdot 10 \cong 188 \text{ кг.}$$

**Расчет соединения с коническими кольцами.** Для повышения точности и жесткости цепи привода вместо шпоночных применяют соединения с коническими кольцами (рис. П.12). Сближая кольца в осевом направлении с помощью гайки или стяжных винтов и нажимного кольца, создают беззазорное фрикционное соединение, способное передавать необходимый крутящий момент. Угол конусности колец составляет  $12,5 \dots 17^\circ$ , их твердость –  $45 \dots 55 \text{ HRC}$ . Когда вал имеет диаметр до 40 мм, для нажима применяют гайку, при больших диаметрах – нажимное кольцо. Большой момент можно передать с помощью нескольких рядов колец (до четырех).

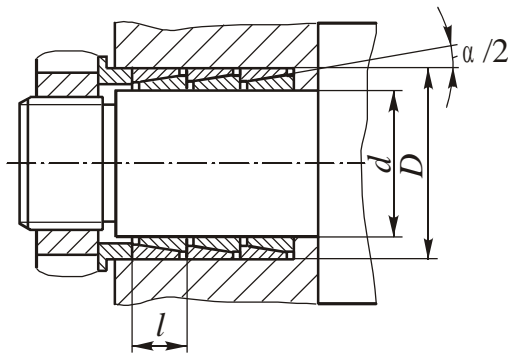


Рис. П.12. Соединение с коническими кольцами

Наибольший момент (Н·м), передаваемый первым рядом колец,

$$M = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f \cdot p}{2000},$$

где  $d$  – диаметр вала, мм;  $l$  – ширина кольца, мм;  $f$  – коэффициент трения на поверхностях контакта:  $f = 0,12 \dots 0,16$ ;  $p$  – допускаемое давление в контакте:  $p \leq 200 \text{ МПа}$ .

Момент, передаваемый вторым рядом колец, равен 50 %, третьим – 25 %, четвертым – 12,5 % момента, передаваемого первым рядом.

Осевая сила (Н), необходимая для затяжки соединения,

$$P = \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot (\operatorname{tg} \alpha + 2f),$$

где  $\alpha$  – угол конусности колец.

Для оценки величины крутящего момента, обеспечиваемого соединением с коническими кольцами, рассчитаем момент для следующих параметров:

$$d = 32 \text{ мм}; D = 36 \text{ мм}; l = 6,3 \text{ мм}; f = 0,12; p = 100 \text{ МПа},$$

$$M = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f \cdot p}{2000} = \frac{\pi \cdot 32^2 \cdot 6,3 \cdot 0,12 \cdot 100}{2000} = 121,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

С учетом того, что в сопряжении «работают» четыре ряда колец (рис. П.12), суммарный момент составит

$$M_{\Sigma} = M \cdot (1 + 0,5 + 0,25 + 0,125) = 121,5 \cdot 1,875 \cong 228 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

## ПРИЛОЖЕНИЕ 3

### КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ И ЗАДАНИЯ

Ниже приведены задачи, которые могут оказаться полезными для самообразования, а также для контроля усвоения соответствующего раздела пособия. Приведены также примеры выполнения заданий.

#### 1. Задания по теме «Разработка компоновочно-кинематической схемы оборудования».

Для заданной схемы формообразования, варианты которых приведены в таблице [2]:

- предложите компоновочно-кинематическую схему специализированного станка или устройства, поясните необходимость и достаточность реализуемых движений, применяемый инструмент;
- подберите и обоснуйте вид привода формообразующих движений;
- составьте уравнения кинематического баланса.

#### Пример выполнения задания

Пусть в задании требуется разработать ККС станка для нарезания резьбы гребенчатой фрезой.

Технологическая схема формообразования представлена на рис.П.13.

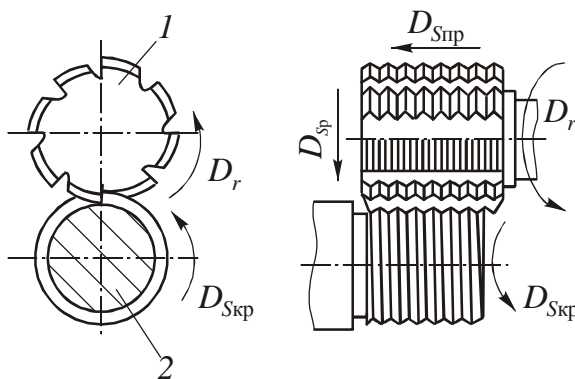


Рис.П.13. Принципиальная (технологическая) схема нарезания резьбы гребенчатой фрезой

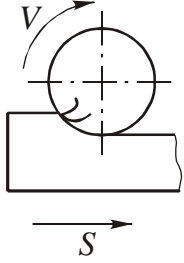
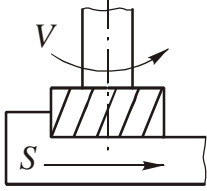
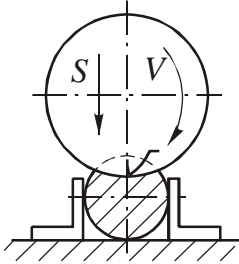
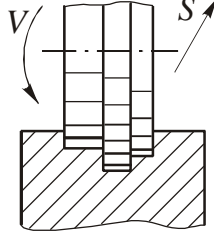
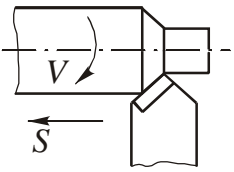
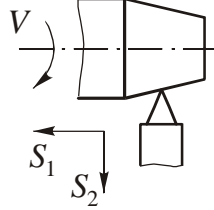
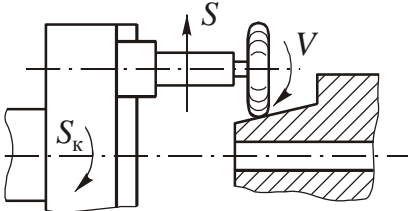
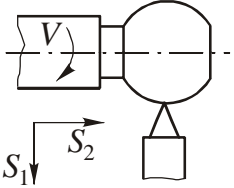
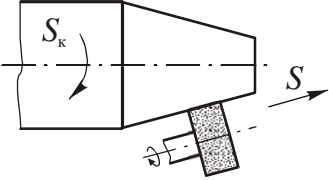
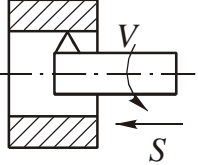
#### Решение.

Для обеспечения обработки резьбы, очевидно, необходимы следующие движения:

Главное движение  $D_r$  – вращение фрезы 1.

Таблица П.13

Схемы формообразования поверхностей (к заданию № 1)

<p>1</p> 	<p>2</p> 
<p>3</p> 	<p>4</p> 
<p>5</p> 	<p>6</p> 
<p>7</p> 	<p>8</p> 
<p>9</p> 	<p>10</p> 



<p>11</p>	<p>12</p>
<p>13</p>	<p>14</p>
<p>15</p>	<p>16</p>
<p>17</p>	<p>18</p>
<p>19</p>	<p>20</p>



## ***2. Конструкторские задачи***

Ниже приведены достаточно простые конструкторские задачи на разработку и анализ схем, устройств, вариант решения которых можно найти в рекомендованной литературе.

2.1. Предложите устройства, преобразующее вращательное движение вала в поступательное (2-3 схемы).

2.2. Сконструируйте схему устройства, преобразующего возвратно – поступательное движение входного элемента во вращательное.

2.3. Предложите схему механизма для преобразования вращательного движения в поступательное так, чтобы за один оборот выполнялось три двойных хода.

2.4. Предложите схему механизма для преобразования вращательного движения в прерывистое вращательное.

2.5. Предложите схему механизма для суммирования вращательных движений.

2.6. Предложите схему рычажного механизма для превращения вращательного движения в поступательное.

2.7. Предложите схему механизма, обеспечивающего параллельное положение губок захватного устройства промышленного робота при их перемещении.

2.8. Предложите схему механизма для увеличения передаваемого усилия.

2.9. Предложите схему крепления шестерни на вал, обеспечивающую отсутствие зазора в сопряжении.

2.10. Предложите схему станочных тисов с приводом от пневматического цилиндра с вертикально расположенной осью штока.

2.11. Предложите схему механизма для выборки зазоров в зубчатом сопряжении.

2.12. Предложите схему устройства, обеспечивающего дискретный поворот исполнительного звена.

2.13. Предложите схему для поштучной выдачи в рабочую зону деталей типа «кольцо».

2.14. Предложите схему механизма гидравлического переключения скоростей на три положения.

2.15. Предложите схему плоских замкнутых направляющих скольжения и качения.

2.16. Предложите схему гаражных ворот с автоматизированным приводом дверей.

2.17. Предложите схему шлагбаума с предохранительным устройством.

- 2.18. Предложите схему привода и механизма дверей трамвая.
- 2.19. Предложите схему карусели с волнообразным движением объектов.
- 2.20. Предложите схему колеса обозрения.

### 3. Задания по теме «Размерный анализ конструкции»

Для заданных значений составляющих звеньев  $A_1; A_2 \dots A_i$  и (или) значению замыкающего звена  $A_\Sigma$  назначьте (рассчитайте) неизвестные номинальные значения и предельные отклонения звеньев линейной размерной цепи. Приведите эскиз размерной цепи.

Задачу следует решить методом «максимум-минимум».

3.1. В линейной размерной цепи  $A_1 = 10_{-0,1}$  и  $A_{2_{\text{ном}}} = 10$  – уменьшающие звенья,  $A_4 = 20_{+0,1}^{+0,4}$  и  $A_3$  – увеличивающие звенья. Замыкающий размер  $A_\Sigma = 10_{-0,3}^{+0,4}$ .

Определите  $A_2$  и  $A_3$ , если номинальные значения звеньев равны.

3.2. В линейной размерной цепи  $A_2$  и  $A_3 = 10_{-0,1}^{+0,2}$  – увеличивающие звенья,  $A_1$  – уменьшающее звено,  $A_\Sigma = 10_{-0,2}^{+0,5}$ . Определите значения звеньев  $A_1$  и  $A_2$ , если известно, что их номинальные значения равны:  $A_{1\text{ном}} = A_{2\text{ном}} = 20\text{мм}$ .

3.3. В линейной размерной цепи  $A_1 = A_2$  – увеличивающие звенья, замыкающий размер  $A_\Sigma = 5_{-0,3}^{+0,5}$ ,  $A_3 = 15_{-0,2}^{+0,2}$  и  $A_4 = 10_{-0,3}^{-0,1}$  – уменьшающие звенья. Определите размеры  $A_1$  и  $A_2$ , если известно, что их номинальные значения равны по 15 мм.

3.4. В линейной размерной цепи  $A_1 = 20_{+0,1}^{+0,2}$  и  $A_2 = 20_{-0,1}$  – увеличивающие звенья. Замыкающий размер  $A_\Sigma = 10_{-0,3}^{+0,5}$ . Определите значения звеньев  $A_3, A_4, A_5$ , если их номинальные значения равны по 10мм.

3.5. В линейной размерной цепи  $A_1 = 10_{-0,3}^{+0,2}$ ;  $A_2 = 10_{-0,3}$ ;  $A_3 = 10 \pm 0,05$  – увеличивающие звенья. Определите значения звена  $A_4$ , если  $A_\Sigma = 15_{-0,4}^{+0,3}$ .

3.6. В линейной размерной цепи  $A_1 = 20_{-0,2}$  и  $A_2 = 20_{+0,05}^{+0,15}$  – уменьшающие звенья.  $A_\Sigma = 10 \pm 0,5$ . Определите размеры звеньев  $A_3$  и  $A_4$ , если их номинальные значения равны.

3.7. В линейной размерной цепи  $A_{\Sigma} = 5_{-0,6}$ ,  $A_3 = 25 \pm 0,1$ . Определите значения увеличивающих звеньев  $A_1$  и  $A_2$ , если их номинальные значения равны.

3.8. В линейной размерной цепи  $A_{\Sigma} = 80_{-0,2}^{+0,6}$ . Определите значения четырех составляющих звеньев, если их номинальные значения равны и все они являются увеличивающими.

3.9. В линейной размерной цепи  $A_{\Sigma} = 20 \pm 0,4$ ,  $A_1 = 40_{-0,3}$  – единственное увеличивающее звено. Определите значения звеньев  $A_2$  и  $A_3$ , если их номинальные значения равны.

3.10. В линейной размерной цепи увеличивающие звенья  $A_1 = 20_{+0,1}^{+0,2}$  и  $A_2 = 20_{-0,2}^{-0,1}$ ;  $A_{\Sigma} = 10_{-0,3}^{+0,5}$ . Определите значения звеньев  $A_3, A_4, A_5$ , если их номинальные значения равны.

3.11. В линейной размерной цепи  $A_{\Sigma} = 10_{-0,6}^{+0,4}$ . Известны также увеличивающие звенья –  $A_3 = 10^{+0,2}$ ,  $A_4 = 20_{-0,2}^{+0,1}$ ,  $A_5 = 10_{-0,1}$ . Определите значения звеньев  $A_1$  и  $A_2$ , если их номинальные значения равны.

3.12. В линейной размерной цепи  $A_{\Sigma} = 10_{-0,3}^{+0,5}$ , уменьшающие звенья:  $A_1 = 20_{-0,1}$ ,  $A_2 = 20_{+0,1}^{+0,2}$ . Определите значения звеньев  $A_3$  и  $A_4$ , если их номинальные значения равны.

3.13. В линейной размерной цепи номинальные размеры звеньев равны:  $A_1 = A_2 = A_3 = 20$  мм.  $A_1$  и  $A_2$  – увеличивающие звенья; замыкающее звено  $A_{\Sigma} = 20_{-0,1}^{+0,2}$ . Определите значения всех составляющих звеньев.

3.14. В линейной размерной цепи номинальные размеры звеньев равны:  $A_1 = A_2 = A_3 = A_{\Sigma} = 40$  мм.  $A_1$  и  $A_2$  – увеличивающие звенья; замыкающее звено  $A_{\Sigma} = 40_{-0,05}^{+0,4}$ . Определите значения  $A_1 = A_2 = A_3$ .

3.15. В линейной размерной цепи номинальные размеры звеньев равны:  $A_1 = A_2 = A_3 = 20$  мм. Все они – увеличивающие звенья; замыкающее звено  $A_{\Sigma} = 60_{-0,1}^{+0,2}$ . Определите значения всех составляющих звеньев.

3.16. В трехзвенной размерной цепи  $A_1 = 20^{+0,3}$  – уменьшающее звено.  $A_2 = 40_{-0,5}^{-0,1}$  – увеличивающее звено. Найдите значение замыкающего звена  $A_3$ .

3.17. В линейной размерной цепи известны значения составляющих звеньев: увеличивающие  $A_1 = 40^{+0,1}$ ,  $A_2 = 20_{-0,2}^{-0,1}$ , уменьшающие  $A_3 = A_4 = 30 \pm 0,1$ . Определите значение замыкающего звена  $A_{\Sigma}$ .

3.18. В линейной размерной цепи  $A_1 = 10_{-0,1}$ ,  $A_4 = 20_{+0,1}^{+0,4}$ ,  $A_\Sigma = 10_{-0,3}^{+0,4}$ . Определите значения звеньев если известно, что  $A_{2_{\text{ном}}} = A_{3_{\text{ном}}} = 20$  и что  $A_3$  и  $A_4$  – увеличивающие звенья.

3.19. В линейной размерной цепи уменьшающее звено  $A_1 = 15_{-0,2}$ ; увеличивающее звено  $A_3 = 20_{+0,1}^{+0,2}$ ,  $A_\Sigma = 15 \pm 0,2$ . Определите значение увеличивающего звена  $A_2$ .

3.20. В линейной размерной цепи известны  $A_\Sigma = 15 \pm 0,2$  и значения всех увеличивающих звеньев:  $A_1 = 10_{+0,1}^{+0,1}$ ,  $A_2 = 10_{+0,1}^{+0,2}$ ,  $A_3 = 10 \pm 0,05$ . Определите значение звена  $A_4$ .

3.21. В линейной размерной цепи известны  $A_\Sigma = 15 \pm 0,2$  и увеличивающие звенья:  $A_1 = 10_{+0,1}^{+0,1}$ ,  $A_2 = 10_{+0,1}^{+0,2}$  и  $A_3 = 10 \pm 0,05$ . Определите уменьшающее звено  $A_4$ .

3.22. В линейной размерной цепи известны  $A_\Sigma = 10_{-0,6}^{+0,4}$ , увеличивающие звенья  $A_1 = 10 \pm 0,1$ ,  $A_2 = 10_{+0,1}^{+0,2}$ ,  $A_4 = 10 \pm 0,05$ , уменьшающие звенья  $A_5 = 15_{-0,2}$ ,  $A_6 = 15_{+0,3}^{+0,3}$ . Определите значение увеличивающего звена  $A_3$ .

3.23. В линейной размерной цепи известны  $A_\Sigma = 30_{-0,3}^{+0,6}$ , все три составляющих звена, равные по номиналам, – увеличивающие. Определите их значения.

3.24. В линейной размерной цепи известны единственное увеличивающее звено  $A_4 = 50_{-0,3}^{+0,2}$  и все прочие составляющие звенья:  $A_1 = 10_{+0,1}^{+0,1}$ ,  $A_2 = 10_{+0,1}^{+0,1}$ ,  $A_3 = 15 \pm 0,2$ . Определите значение замыкающего звена  $A_\Sigma$ .

3.25. В линейной размерной цепи известны  $A_\Sigma = 10_{-0,5}^{+0,4}$ , увеличивающие звенья  $A_1 = 20_{+0,3}^{+0,3}$ ,  $A_2 = 20_{-0,3}$ , а также уменьшающее звено  $A_3 = 20 \pm 0,1$ . Определите значение уменьшающего звена  $A_4$ .

***Пример выполнения задания по теме «Размерный анализ конструкции»***

***Условие задачи***

Для заданной линейной размерной цепи известны значения увеличивающих звеньев  $A_3 = 25 \pm 0,1$ ,  $A_4 = 25_{-0,3}^{-0,1}$  и замыкающего звена

$A_{\Sigma} = 10^{+0,3}_{-0,5}$ , а также то, что номинальные значения уменьшающих звеньев  $A_1$  и  $A_2$  равны.

Требуется определить звенья  $A_1$  и  $A_2$  методом «максимум-минимум».

### Решение

Схема размерной цепи, соответствующая заданию, представлена на рисунке П.15; она является по сути формализацией условий задачи.

Нетрудно видеть, что номинальные значения уменьшающих звеньев  $A_1$  и  $A_2$  равны по 20 мм.

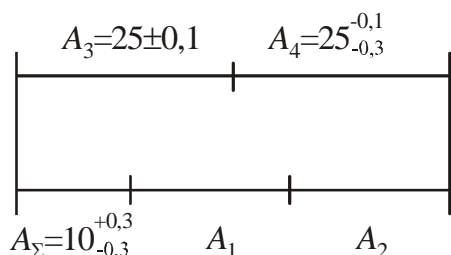


Рис. П.15. Схема размерной цепи

Для решения методом «максимум – минимум» используем два уравнения:

$$TA_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m TA_{i_{ув}} + \sum_{j=1}^p TA_{j_{ум}}; \quad (7.8)$$

$$\Delta_0 A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m \Delta_0 A_{i_{ув}} - \sum_{j=1}^p \Delta_0 A_{j_{ум}}, \quad (7.13)$$

где  $\Delta_0 A_i$  – координата середины поля допуска;  $m$  – число увеличивающих звеньев;  $p$  – число уменьшающих звеньев.

Подставим числовые значения из уравнения (7.8):  $0,8 = (0,2 + 0,2) + (TA_1 + TA_2)$ . Здесь  $TA_{\Sigma} = 0,8$ ;  $TA_3 = 0,2$  и  $TA_4 = 0,2$ .

При равных номинальных значениях звеньев  $A_1$  и  $A_2$  принимаем равными и их допуски:

$$TA_1 = TA_2 = \frac{1}{2}(0,8 - 0,4).$$

Следовательно,  $TA_1 = TA_2 = 0,2$  мм.

Принимаем  $A_1 = 20 \pm 0,1$  мм.





## ЛИТЕРАТУРА

1. Амиров Ю. Д. Основы конструирования: Творчество-стандартизация-экономика. Справочное пособие. - М.: Изд-во стандартов, 1991. – 392 с.
2. Бушуев В. В. Основы конструирования станков. – М.: Станкин, 1992. – 520 с.
3. Детали и механизмы роботов: Основы расчета, конструирования и технологии производства: учебное пособие/Р. С. Веселков, Т. Н. Гонтаровский и др.; под ред. Б.Б. Самопкина. – К.: Выща шк., 1990. – 343 с.: ил.
4. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Расчёт допусков размеров. – М.: Машиностроение, 1981. – 189 с.
5. Клековкин В. С. и др. Основы конструирования машин. Учеб. пособие в 2х ч. Ч.1. Теоретические основы. Ч.2. Примеры расчетов. Иж-ГТУ. 2004. – 340 с.
6. Конструирование машин: Справочно-методическое пособие: В 2-х т.; Под ред. академика К. В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1994.
7. Кочергин А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов. – Мн.: Выш.шк. 1991. – 382 с.: ил.
8. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов/ под ред. В. Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
9. Механика промышленных роботов. Учебное пособие для вузов. Кн.3 Основы конструирования. Е. И. Воробьев и др. – М.: Высш.шк., 1983. – 383 с.
10. Орлов П. И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие в 3-х кн. Кн. 1. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 624 с.
11. Проектирование и разработка промышленных роботов/ С. С. Аншин, А. В. Бабич, А. Г. Баранов и др.; под общ. ред. Я. А. Шифрина, П. Н. Белянина. – М.:Машиностроение, 1989. – 272 с.:ил.
12. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник – учебник. В 3-х т. Т.1 Проектирование станков./ А. С. Проников, О. И. Аверьянов, Ю. С. Аполлонов и др.; под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана: Машиностроение, 1994. – 444 с.: ил.
13. Промышленная робототехника/ Л. С. Ямпольский, В. А. Яхимович, Е. Г. Вайсман и др.; под ред. Л. С. Ямпольского. – К.: Техніка, 1984. – 264 с.
14. Бушуев В. В. Станочное оборудование автоматизированного про-

изводства./ Т.1. – М.: Изд-во «Станкин». 1993. – 584 с.

15. Технологичность конструкции изделия: Справочник/ Ю. Д. Амиров, Т. К. Алферова, П. Н. Волков и др.; под ред. Ю. Д. Амирова. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1990. – 768 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ .....	3
1. ОБЩИЕ ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ.....	5
1.1. Стадии жизненного цикла изделия.....	5
1.2. Этапы проектирования изделия .....	10
1.3. Методы конструирования.....	12
1.3.1. Логические методы конструирования .....	12
1.3.2. Эвристические методы конструирования .....	14
1.4. Художественное проектирование изделий.....	
Основные понятия .....	17
2. МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ.....	24
2.1. Базовые узлы и детали металлорежущих станков .....	24
2.2. Механизмы привода главного движения .....	30
2.3. Приводы и механизмы подачи .....	38
3. ДЕТАЛИ И МЕХАНИЗМЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ .....	42
3.1. Структура промышленных роботов .....	42
3.2. Определение суммарной погрешности позиционирования и погрешности по степеням подвижности.....	48
3.3. Элементы конструкции механической системы роботов.....	50
3.3.1. Схемы звеньев НМС и их соединений .....	50
3.3.2. Конструкция механизмов вращения.....	53
3.3.3. Механизмы прямолинейного перемещения .....	56
4. РАЗРАБОТКА КОМПОНОВОЧНО - КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ .....	58
4.1. Кинематические связи в станках .....	58
4.2. Разработка компоновочно - кинематической схемы.....	65
5. ПРИВОДЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН.....	68
5.1. Типы приводов.....	68
5.2. Энергетические характеристики привода.....	70
6. УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ МАШИНАМИ .....	75
7. РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ .....	82
7.1. Элементы расчета размерных цепей .....	83
7.2. Примеры расчета размерных цепей.....	87

7.3. Допуски расположения деталей подшипниковых узлов .....	92
7.3.1. Методика определения допусков расположения поверхностей деталей, установленных на валу .....	95
7.3.2. Методика определения допусков расположения поверхностей деталей в корпусе .....	97
7.4. Регулирование точности размерных цепей .....	97
8. ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ ИЗДЕЛИЯ .....	101
8.1. Технологичность конструкции деталей .....	102
8.2. Технологичность сборочных операций .....	107
8.3. Соединения деталей .....	109
9. РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН И АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ УСТРОЙСТВ .....	116
9.1. Полуавтомат для дорожения коллекторов .....	116
9.2. Автомат для деформирующей обработки деталей типа колец .....	118
9.3. Устройство для выдавливания фасок .....	120
9.4. Устройство для вырубки крышек из фольги .....	122
9.5. Автоматизированный комплекс для сборки манометров .....	124
ПРИЛОЖЕНИЕ 1 .....	129
ПРИЛОЖЕНИЕ 2 .....	135
ПРИЛОЖЕНИЕ 3 .....	159
ЛИТЕРАТУРА .....	169

**Марк Георгиевич Гольдшмидт**

# **МЕТОДОЛОГИЯ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

**Учебное пособие**

Компьютерная верстка *Л. А. Оголь, С. Ф. Сизаск*  
Редактор Н.Т. Синельникова

Подписано к печати

Формат 60×84/16. Бумага офсетная.

Плоская печать. Усл. печ. л.            Уч.-изд. л.

Тираж            экз. Заказ №            Цена свободная.

Издательство ТПУ. 634050, Томск, пр. Ленина, 30.