

Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого»

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

М. И. Михайлов

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СТАНКОВ

Учебное пособие

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
по образованию в области машиностроительного
оборудования и технологий в качестве учебного пособия
для студентов высших учебных заведений, обучающихся
по специальности 1-36 01 01 «Технология машиностроения»*

Гомель 2020

УДК 533.6(075.8)

ББК 34.63-5я73

М69

Рецензенты: зав. каф. «Материаловедение и технологии материалов»
Белорусского государственного университета транспорта
д-р техн. наук, проф. *П. Н. Богданович*;
проф. каф. «Технологическое оборудование» Белорусского
национального технического университета д-р техн. наук,
проф. *В. А. Данилов*

Михайлов, М. И.

М69 Конструирование и расчет станков : учеб. пособие / М. И. Михайлов ; М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2020. – 418 с.

ISBN 978-985-535-453-7.

Приведены методики конструирования металлорежущих станков для автоматизированных и неавтоматизированных производственных структур и практические рекомендации по их применению.

Для студентов и магистрантов машиностроительных специальностей вузов.

УДК 533.6(075.8)

ББК 34.63-5я73

ISBN 978-985-535-453-7

© Михайлов М. И., 2020

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2020

Оглавление

Введение	7
ГЛАВА 1. ВЫБОР ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАНКОВ	9
1.1. Основные направления развития станков и станочных систем.....	9
1.2. Точность станков.....	13
1.2.1. Геометрическая и кинематическая точность станков.....	14
1.2.2. Жесткость и статическая точность станков	15
1.3. Мобильность станков.....	29
1.4. Надежность станков	31
1.5. Степень автоматизации.....	32
1.6. Расширение технологических возможностей станков	35
ГЛАВА 2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПРИВОДОВ СТАНКОВ	38
2.1. Типовые структуры приводов главного движения.....	38
2.2. Скоростная характеристика.....	39
2.3. Типовые механизмы для ступенчатого регулирования частот вращения валов	41
2.4. Множительные структуры.....	44
2.4.1. Общие понятия.....	44
2.4.2. Графическое изображение множительной структуры.....	47
2.4.3. Использование графов при моделировании кинематики станков	51
2.4.4. Оптимальный вариант множительной структуры	54
2.5. Коробки скоростей сложной структуры	57
2.6. Коробки скоростей смешанной структуры.....	58
2.7. Особые множительные структуры	63
2.7.1. Приводы с наложенными частотами	64
2.7.2. Приводы с расширенным диапазоном частот	64
2.7.3. Коробки скоростей со связанными колесами.....	65
2.8. Коробки скоростей с многоскоростными электродвигателями.....	68
2.9. Расчет чисел зубьев колес.....	70
2.10. Приводы с бесступенчатым регулированием скорости	72
2.10.1. Фрикционные вариаторы.....	72
2.10.2. Кинематический расчет привода с бесступенчатым регулированием частот двигателя	78
2.11. Аналитический расчет кинематики привода	84
2.12. Кинематический расчет привода подач	95

ГЛАВА 3. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА И СИЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ	99
3.1. Предварительный выбор двигателя	99
3.2. Потери мощности в приводе.....	100
3.3. Определение мощности и выбор электродвигателя в соответствии с режимом работы привода.....	103
3.3.1. Режимы работы нерегулируемых асинхронных электродвигателей.....	103
3.3.2. Выбор нерегулируемых асинхронных электродвигателей от режима работы	105
ГЛАВА 4. ШПИНДЕЛЬНЫЕ УЗЛЫ СТАНКОВ	110
4.1. Основные требования, предъявляемые к шпиндельным узлам.....	110
4.1.1. Конструктивные особенности шпиндельных узлов	111
4.1.2. Материал и термообработка шпинделей	114
4.1.3. Шпиндельные опоры качения.....	116
4.1.4. Типовые компоновки шпиндельных узлов с опорами качения	122
4.2. Способы смазывания подшипников качения	123
4.2.1. Системы обильного смазывания	123
4.2.2. Системы минимального смазывания	125
4.3. Уплотнения шпиндельных узлов	126
4.4. Расчет шпиндельных узлов на жесткость	128
4.5. Расчет жесткости конического соединения шпинделей	134
4.6. Шпиндельные узлы с опорами скольжения.....	136
4.6.1. Гидростатические опоры шпиндельных узлов	136
4.6.2. Гидродинамические опоры шпинделей.....	142
4.6.3. Аэростатические опоры.....	147
ГЛАВА 5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ СКОРОСТЕЙ	150
5.1. Рычажные механизмы	150
5.1.1. Конструкции механизмов.....	150
5.1.2. Механизмы фиксации.....	155
5.2. Конструкции однорукояточных механизмов управления	157
5.2.1. Кулачковые механизмы переключения	158
5.2.2. Конструктивные особенности механизмов селективного управления	163
5.3. Последовательность проектирования механизмов ручного управления.....	167
5.3.1. Кинематический расчет механизмов	167
5.3.2. Силовой расчет механизмов.....	171
5.4. Блокировочные устройства механизмов управления.....	175
5.5. Дистанционное переключение скоростей.....	177

ГЛАВА 6. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ПРИВОДОВ ПОДАЧ	181
6.1. Структура привода подачи со ступенчатым регулированием	181
6.2. Тяговые устройства приводов линейных перемещений	183
6.2.1. Гидравлические преобразователи	183
6.2.2. Электромагнитные тяговые устройства	185
6.2.3. Механические тяговые устройства	187
6.3. Передачи винт-гайка	189
6.3.1. Передачи винт-гайка скольжения	189
6.3.2. Передачи винт-гайка качения	197
6.4. Зубчато-реечные передачи	208
6.5. Размерный анализ кинематической точности приводов оборудования	211
6.6. Размерный анализ коробки передач	216
6.7. Способы повышения точности элементов кинематики	218
6.8. Приводы микроперемещений	220
ГЛАВА 7. АНАЛИЗ НАДЕЖНОСТИ ПРИВОДОВ СТАНКОВ	224
7.1. Вероятность безотказности привода станка	224
7.1.1. Анализ сложных систем	224
7.1.2. Анализ вероятности безотказности методом теории событий	225
7.2. Структурный метод анализа ремонтпригодности	228
7.3. Матричный метод анализа ремонтпригодности	231
7.4. Анализ ремонтпригодности по трудоемкости	239
7.5. Обеспечение надежности станков	240
ГЛАВА 8. НЕСУЩАЯ СИСТЕМА И НАПРАВЛЯЮЩИЕ СТАНКОВ	242
8.1. Назначение несущей системы и требования к ней	242
8.2. Материалы для базовых деталей	244
8.3. Анализ конструкций базовых деталей несущей системы	247
8.4. Основные типы направляющих и требования к ним	253
8.5. Расчет направляющих скольжения	263
8.6. Направляющие качения	272
8.6.1. Конструктивные особенности	272
8.6.2. Устройства для регулирования натяга в направляющих качения	279
8.6.3. Расчет направляющих качения	283
8.6.4. Направляющие жидкостного трения	295
8.6.5. Аэростатические направляющие	299
8.6.6. Комбинированные направляющие	301
8.6.7. Защита направляющих	302

ГЛАВА 9. КОМПОНОВКИ СТАНКОВ	305
9.1. Методика компоновочного проектирования станков	305
9.2. Размерный анализ компоновок оборудования	308
9.2.1. Качественный размерный анализ компоновок станков.....	308
9.2.2. Предварительный размерный анализ компоновок станков	312
9.3. Расчет погрешности позиционирования.....	314
9.4. Анализ точности расположения узлов оборудования.....	317
9.5. Анализ статической точности компоновок.....	320
9.5.1. Расчет жесткости по упрощенным моделям.....	320
9.5.2. Температурные деформации компоновок станков.....	323
ГЛАВА 10. СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СТАНКАМИ	327
10.1. Основные сведения и классификация систем управления	327
10.2. Анализ копировальных систем прямого действия	332
10.3. Система управления с распределительным валом	333
10.3.1. Анализ систем управления с распределительным валом.....	333
10.3.2. Расчет сил, действующих на кулачковый механизм.....	338
10.4. Системы циклового программного управления	339
10.5. Следящие системы автоматического управления	343
10.5.1. Устройство и характеристика следящих систем автоматического управления	343
10.5.2. Принцип работы следящих копировальных систем автоматического управления.....	345
10.6. Системы числового программного управления	349
10.6.1. Классификация систем числового программного управления.....	349
10.6.2. Структура системы управления станка с числовым программным управлением	359
10.6.3. Самоприспосабливающиеся (адаптивные) системы управления	367
10.6.4. Программно-математическое обеспечение микропроцессорных систем числового программного управления ...	371
10.7. Выбор системы числового программного управления при проектировании станков и станочных комплексов.....	391
ГЛАВА 11. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СРЕДСТВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ И СИСТЕМ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ	399
11.1. Информационное и техническое обеспечение жизненного цикла технологического оборудования.....	399
11.2. Программное обеспечение CALS-технологий	413
Литература	416

ВВЕДЕНИЕ

Металлорежущие станки в соответствии со служебным назначением имеют разные технологические возможности и размеры.

Процесс обработки на станках осуществляется с помощью движений формообразования, в которых участвуют инструмент и заготовка. Эти движения в процессе резания образуют на заготовке заданные поверхности.

Проектируя станок для обработки любой конкретной детали, нужно выбирать оптимальным технологический процесс и режимы резания, совместить операции, упростить наладку, управление и обслуживание, что позволяет обеспечить более высокую их производительность и эффективность.

При смене выпускаемого изделия требуется создание станков, в которых могут сочетаться высокая производительность специальных автоматов с широкими технологическими возможностями и с определенной гибкостью; в то же время процесс проектирования, изготовления и освоения таких станков должен быть существенно сокращен.

Одним из методов решения поставленной задачи является *унификация узлов (агрегатов)*, механизмов, деталей и систем управления станков. За счет различных комбинаций унифицированных элементов можно быстро создавать высокопроизводительные специализированные станки самого различного технологического назначения. Оригинальными в таких станках остаются только те узлы, конструкция которых связана с индивидуальными особенностями обрабатываемых деталей (шпиндельные коробки, зажимные приспособления), но и эти узлы также собираются из унифицированных деталей.

Длительное время автоматизация охватывала в основном крупносерийное и массовое производство, где создано и внедрено множество станков-автоматов, отдельных автоматических линий и их комплексов. Для серийного и тем более мелкосерийного производства, составляющего около 80 % общего объема машиностроительного производства, такие средства автоматизации малоэффективны.

Для мелкосерийного и серийного машиностроения необходимы принципиально новые средства автоматизации, сочетающие в себе производительность и точность станков-автоматов с гибкостью универсального оборудования.

Основным методом решения указанной проблемы становится групповая технология, а основным оборудованием – *станки и станочные комплексы с числовым программным управлением (ЧПУ)*.

Появление нового оборудования с ЧПУ, сочетающего высокую производительность, широкие технологические возможности и гибкость, стало переломным моментом в автоматизации серийного и мелкосерийного машиностроения, степень автоматизации которого традиционно отставала. Создание оборудования с ЧПУ можно считать одним из наиболее существенных достижений науднотехнической революции в области станкостроения.

Предпосылки для создания высокоавтоматизированного гибкого оборудования с ЧПУ появились благодаря интенсивному развитию вычислительной техники, информатики (науки о структуре и свойствах информации), электроники и электроавтоматики. Станком, промышленным роботом, измерительной машиной, транспортными устройствами и многим другим оборудованием современного машиностроительного производства научились управлять с помощью чисел и знаков.

Для современного этапа развития станков с ЧПУ характерно резкое расширение их функциональных возможностей, повышение уровня автоматизации и все более широкое применение в системах управления мощных вычислительных средств (микроЭВМ и микропроцессорной техники). Появилась новая разновидность металлорежущего оборудования – обрабатывающие центра (их также называют многоцелевыми станками, комплексными станками с ЧПУ, робототехническими системами).

В комплексных станках с ЧПУ выражен новый подход к построению технологического процесса. С их помощью обеспечивается комплексная обработка деталей различными видами инструмента без переустановок или при минимальном их числе.

Таким образом, вместо общепринятого прежде подбора деталей и отдельных операций к существующим станкам в настоящее время проводится проектирование станков (многоцелевых), наиболее полно удовлетворяющих технологическим требованиям групп деталей, подлежащих обработке.

Все это повышает требования к подготовке специалистов в области машиностроения, которые должны обладать современными методами проектирования оборудования.

ГЛАВА 1. ВЫБОР ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАНКОВ

1.1. Основные направления развития станков и станочных систем

Станкостроение – базовая отрасль машиностроения. Парк металлообрабатывающего оборудования определяет производственно-технический и экономический потенциал машиностроительного комплекса. Станки, машины и оснастка, производимые станкостроением, составляют примерно 60 % активной части промышленно-производственных фондов машиностроения.

Недооценка необходимости опережающего развития станкостроения ведет к низкому уровню производительности труда, неудовлетворительному качеству продукции, дефициту рабочей силы, медленным темпам обновления продукции и ее высокой стоимости.

Генеральной тенденцией развития машиностроения является его автоматизация на базе станков с ЧПУ, автоматов и полуавтоматов, роботизированных технологических комплексов (РТК), гибких производственных модулей (ГПМ), автоматических линий (АЛ), в том числе гибких (ГАЛ), переналаживаемых (ПАЛ) и роторно-конвейерных (АРКЛ), а также гибких производственных систем (ГПС) и участков (ГПУ).

На рис. 1.1 показаны области рационального использования металлорежущего оборудования.

Для массового производства характерно использование высокопроизводительного малопереналаживаемого оборудования – АЛ, АРКЛ.

Серийное производство должно обеспечиваться оборудованием, сочетающим достаточно высокую производительность с необходимыми универсальностью и гибкостью, что дает возможность интенсивного обновления продукции без существенной замены основных фондов. Как правило, такие возможности дает оборудование с ЧПУ, в особенности многоцелевые станки.

Другим принципом, позволяющим снизить потери производительности вследствие переналадок, является использование групповой технологии. Сочетание групповой технологии с гибкостью оборудования позволяет в серийном производстве обеспечить интенсивные темпы обновления продукции при сохранении высокой производительности.

Значительная часть станочного парка страны находится в не-машиностроительных предприятиях, в основном в ремонтно-механических цехах.

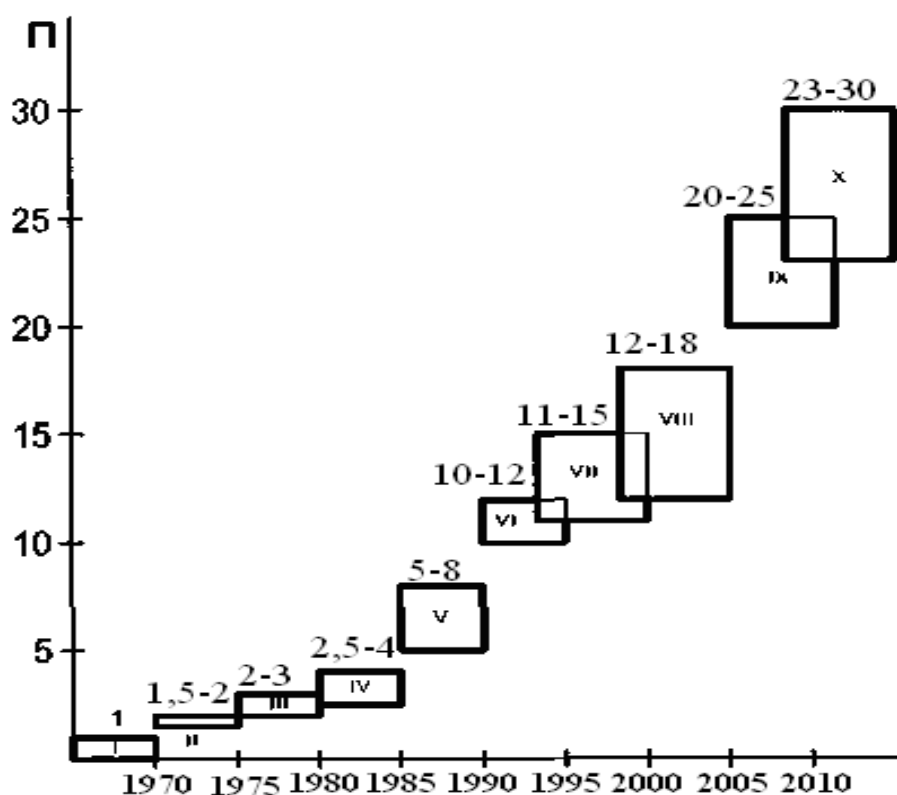


Рис. 1.1. Области применения металлорежущего оборудования:
 I – универсальное оборудование с производительностью, принятой за 1; II – оборудование с ЧПУ; III – робототехнические комплексы;
 IV – обрабатывающие центры; V – гибкие производственные системы; VI – компьютерное управляемое производство;
 VII – мехатронные технологические комплексы; VIII – компактное интеллектуальное производство; IX – компьютерное сопровождение жизненного цикла изделий; X – виртуальные предприятия

Это в основном универсальное оборудование, используемое недостаточно эффективно в отношении как рабочего времени, так и технологических возможностей. Развитие этой части станочного парка требует: оснащения его универсальным оборудованием с умеренной степенью автоматизации и расширенными технологическими возможностями с одновременным уменьшением числа станков за счет повышения надежности работы машин и механизмов, организации фирменного и территориального сервиса, а также увеличения производства запасных частей и сокращения сроков их получения.

Рост трудоемкости механообработки связан с ростом объема продукции машиностроения. Однако он не пропорционален росту этого объема. Ряд факторов снижает трудоемкость обработки благодаря следующим причинам:

- приближению формы заготовки к форме изделия;
- специализации производства;
- повышению уровня автоматизации, оснащенности и надежности используемого оборудования;
- росту режимов обработки благодаря использованию новых инструментальных материалов и износостойких покрытий, автоматической смены инструментов.

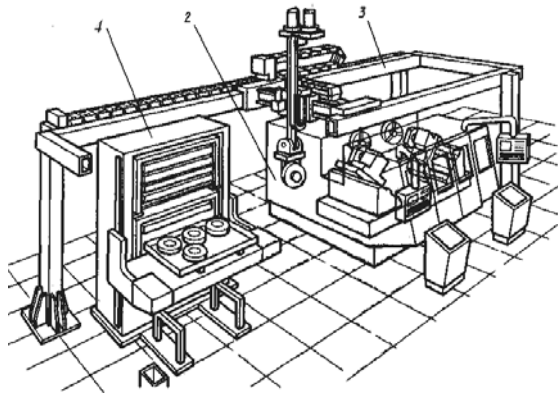
Имеются и факторы, повышающие трудоемкость механообработки: существенное повышение требований к точности обработки; повышение в общем объеме механообработки доли высокопрочных материалов.

Увеличение производительности – главная задача при создании любых металлорежущих станков (МС) и станочных систем (СС). Оно оценивается сокращением штучного времени для конкретных изделий и операций применительно к специальным и специализированным станкам, а также для типового набора изделий и операций – для универсальных станков.

Примером автоматизации изготовления деталей типа «диск» является ГПМ на базе токарного фронтального двухшпиндельного станка, транспортно-накопительного устройства (ТНУ) и мостового робота (рис. 1.2).

При оснащении такого ГПМ устройствами для смены инструментов и зажимных элементов (или патронов), а также для закрепления заготовок значение $t_{шт}$ при полной двусторонней обработке, включающей токарные, фрезерные, сверлильные и резьбонарезные операции, сводится к минимуму.

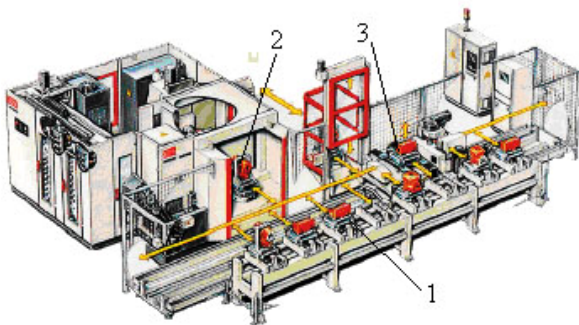
Идеальным решением является обработка заготовки с пяти сторон при одном установе и со всех сторон – при перехвате заготовки за обработанные поверхности на том же станке. Пример такой комплексной обработки приведен на рис. 1.3. На одном станке за один установ сложной многопрофильной заготовки производятся самые разнообразные операции – от точения и фрезерования до глубокого сверления, вихревого резьбонарезания, вплоть до внутреннего и наружного шлифования.



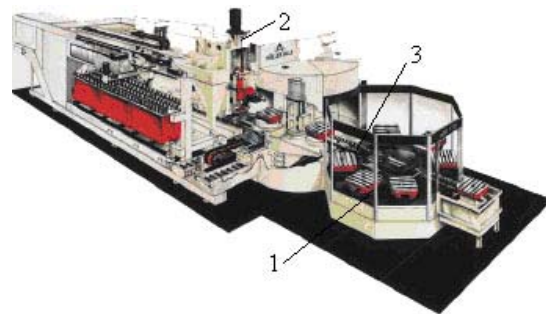
а)



б)

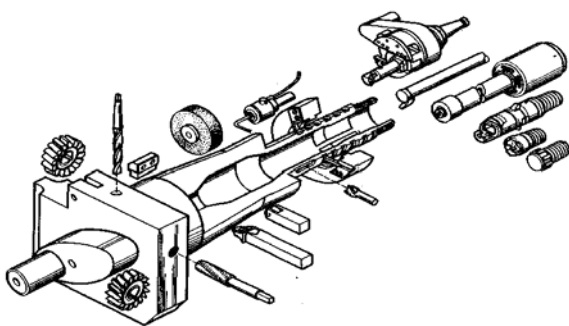


в)

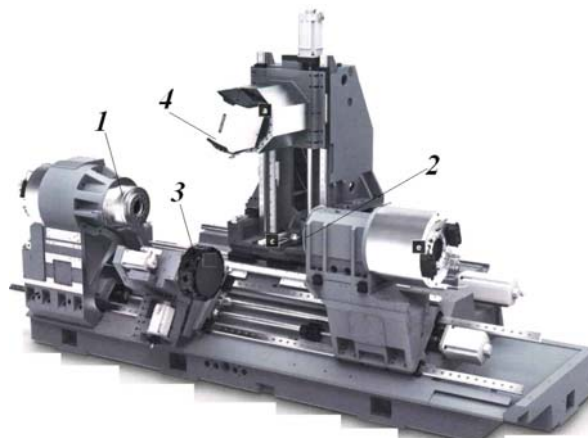


г)

Рис. 1.2. Гибкие производственные модули:
 а, б – для обработки фланцев; в, г – для обработки корпусов:
 1 – транспортно-накопительное устройство заготовок;
 2 – станок; 3 – робот



а)



б)

Рис. 1.3. Концентрация операций:
 а – схема обработки; б – обрабатывающий центр:
 1 – основной шпиндель; 2 – контршпиндель; 3 – револьверная
 головка; 4 – дополнительный инструментальный шпиндель

Автоматический контроль обработанных заготовок не только способствует повышению их качества, но и обеспечивает сокращение $t_{\text{в}}$ и соответственно увеличение производительности МС и СС.

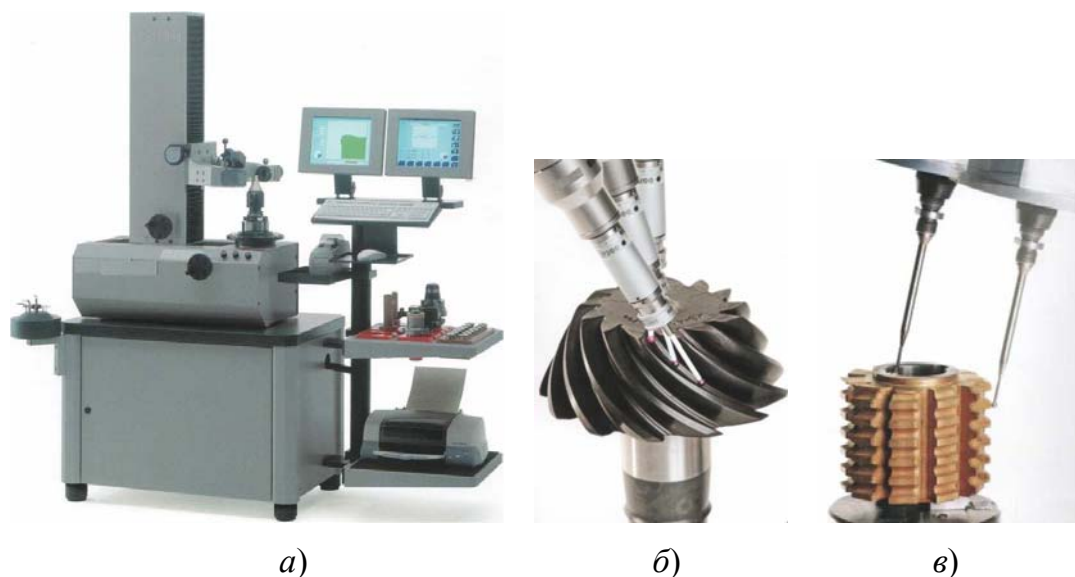


Рис. 1.4. Измерения параметров:

а – координатно-измерительная машина; б – схема измерения зубчатого колеса; в – схема измерения червячной фрезы

Контролю может подвергаться как обработанное изделие, так и инструмент и станок (рис. 1.4). Так, одним из решений является активный контроль непосредственно по ходу обработки в сочетании со статистическим подналадчиком, т. е. таким, который вырабатывает и реализует управляющее воздействие в зависимости от накопленных результатов предшествующего контроля и алгоритма прогноза хода последующей обработки.

1.2. Точность станков

Точность станков является одним из основных показателей их качества. Стремительное совершенствование техники, повышение мощности, быстроходности и точности машин, аппаратов, приборов наряду с ростом их надежности требуют опережающего повышения точности МС. Для потребителя точность МС выражается в их способности обеспечить у готового изделия заданные точности размеров, формы и взаимного положения обработанных поверхностей, их волнистость и шероховатость, а также стабильность этих показателей в заданных пределах.

В международной практике при определении точности МС руководствуются стандартами ISO. В нашей стране руководствуются ГОСТ 25443–82Е, ГОСТ 8–82Е, ГОСТ 22267–76, ГОСТ 27843–88 и др.

Достигаемая точность позиционирования узлов станка ± 1 мкм или ± 2 мкм. В отдельных случаях точность может быть повышена до $\pm 0,05$ мкм путем: аттестации действительных перемещений исполнительных органов МС с помощью высокоточных компараторов (например, лазерных) с записью в памяти микропроцессорной системы управления и последующей их компенсацией в рабочем процессе; активным контролем погрешностей готовых изделий с автоматической подналадкой станка; снижением влияния температурных деформаций на погрешность обработки (доля температурных деформаций в общем балансе точности для высокоточных МС может достигать 70 %).

Организационный принцип эксплуатации высокоточных станков заключается в размещении их в термokonстантных помещениях с уменьшенным температурным влиянием.

1.2.1. Геометрическая и кинематическая точность станков

Геометрическая точность отражает связь между точностью взаимного расположения элементов станка без их перемещений. Кинематическая точность станка отражает точность перемещения его формообразующих узлов без силовых и тепловых воздействий. Поэтому эти характеристики связаны в основном с точностью изготовления и сборки станка, т. е. с технологическими факторами. Высокие требования к точности современных станков определяют строгие допуски на точность перемещения и положения рабочих органов, связанных с геометрией станка, и являются его исходной характеристикой.

По точности станки подразделяют на пять классов.

- Класс Н – станки нормальной точности.
- Класс П – станки повышенной точности, изготовлены преимущественно на базе станков класса Н, но с более высокими требованиями к точности базовых деталей (шпиндель и его опоры, направляющие и др.).
- Класс В – станки высокой точности, которая обеспечивается за счет специальной конструкции отдельных элементов, более высокого качества их изготовления и эксплуатации станка в специальных условиях.
- Класс А – станки особо высокой точности, изготовленные с более строгими допусками, чем станки класса В.

• Класс С – сверхточные станки – специальные мастер-станки, предназначенные для изготовления прецизионных деталей станков, машин и приборов, от точности которых зависит получение требуемых характеристик изделия (делительные и эталонные колеса, измерительные винты и др.).

Допускаемые отклонения для регламентированных нормативами показателей точности станков при переходе от класса к классу составляют геометрическую прогрессию со знаменателем $\varphi = 1,6$.

В западных странах применяют аналогичную градацию станков на пять классов точности: обычный (без обозначения), высокий (*H*), прецизионный (*P*), суперпрецизионный (*SP*) и ультрапрецизионный (*UP*).

Перечень параметров, характеризующих геометрическую и кинематическую точность станков данного типа, методы их проверки и допустимые отклонения параметров регламентированы соответствующими стандартами. Обобщенным стандартом является ГОСТ 22267–76 «Станки металлорежущие. Схемы и способы измерений геометрических параметров», в котором приведены методы и указаны метрологические средства, применяемые для проверок геометрической и кинематической точности станков различных типов.

1.2.2. Жесткость и статическая точность станков

Под жесткостью станков понимают их способность сопротивляться упругим деформациям при силовом нагружении. Жесткость j – отношение силы F к соответствующему упругому смещению y : $j = \frac{F}{y}$. Величину, обратную жесткости, называют податливостью:

$$\omega = \frac{1}{j} = \frac{y}{F}. \quad (1.1)$$

По ГОСТ 7035–75 жесткость станка определяется как производная проекции нагружающих сил по перемещению узлов в одном и том же направлении. Жесткость станка или какой-либо системы рассматривают как векторную величину, численное значение которой имеет смысл лишь для определенного направления в каждой точке системы. Она оказывает решающее влияние на основные выходные показатели станков – точность и производительность, в том числе на качество обработанной поверхности, виброустойчивость, стойкость инструмента, долговечность конструкций. Жесткость выступает

и как критерий качества, и как критерий расчета размеров несущей системы станков, и с этих позиций ее роль в технологии машиностроения более значительна, чем прочность.

Экспериментально установлено, что жесткость станков одной и той же модели изменяется. Распределения аппроксимируются нормальным законом. Случайной величиной можно считать и радиальную жесткость шпиндельных узлов в функции угла поворота. Даже у серийно выпускаемых станков она может изменяться до 25–30 %.

Различают статический, динамический и производственный методы измерения жесткости.

Статический метод является основным и его используют при проверке станков на жесткость. На рис. 1.5 показан динамометр конструкции ЭНИМС РФ для токарных станков. Корпус 1 динамометра крепят в резцедержателе. При вращении маховичка через червячную пару перемещается вдоль оси винт 2, который через П-образную пружину 3 нагружает оправку 5 под углом 30° . Сила F имитирует равнодействующую силу резания и измеряется пропорционально деформации П-образной пружины 3. Относительные смещения оправки и резцедержателя измеряют измерительной головкой 4.

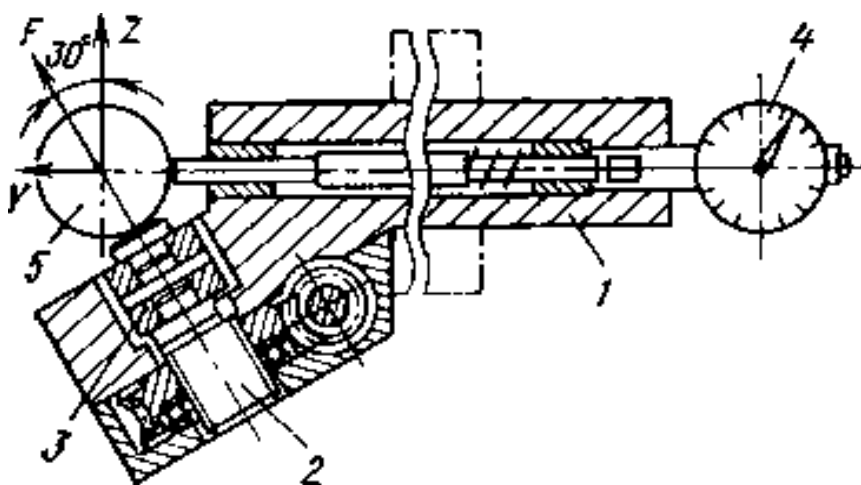


Рис. 1.5. Динамометр для испытания жесткости токарных станков

При статическом методе исследования жесткости узлы станка последовательно нагружают через равные интервалы и регистрируют соответствующие смещения. Затем через те же интервалы их разгружают. В координатах «сила – смещение» строят график, который представляет собой характеристику силовых смещений (рис. 1.6). При необходимости шпиндель станка нагружают в двух противоположных

направлениях (соответственно кривые 1 и 2). Рекомендуется жесткость определять как среднее значение по разгрузочным ветвям $P1$ и $P2$ или после вторичной нагрузки (по кривым $P1'$, $P2'$):

$$j_1 = \frac{F_1}{y_1}; \quad j_2 = \frac{F_2}{y_2}. \quad (1.2)$$

Из-за наличия сил трения определенную экспериментально жесткость станка нужно рассматривать как некоторую приближенную величину.

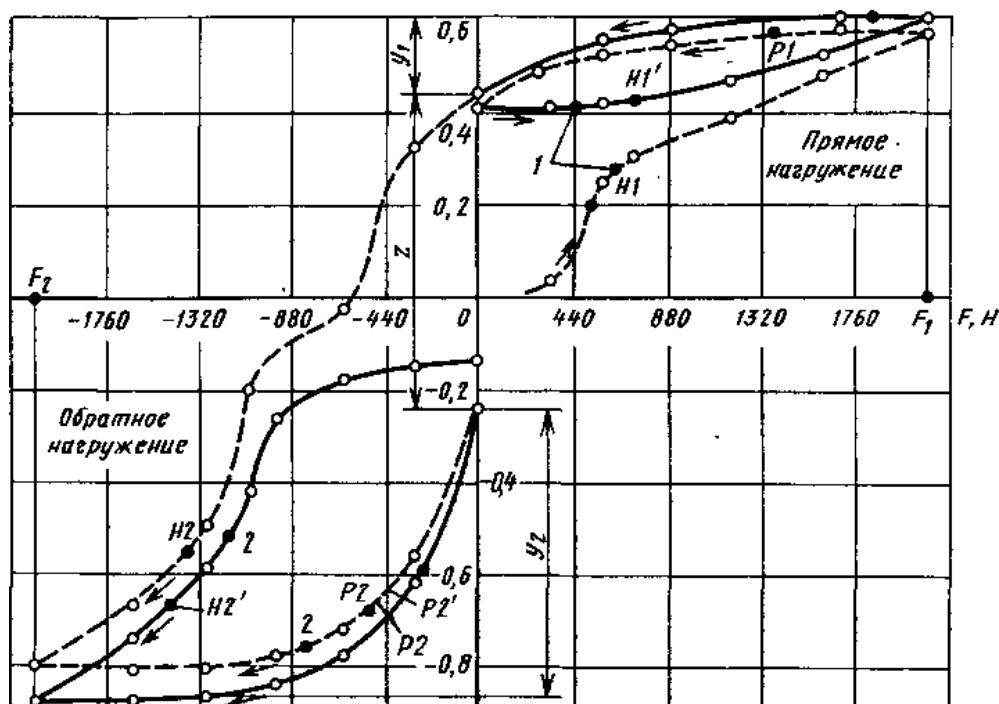


Рис. 1.6. Характеристика статической точности

Расстояние z , показанное на рис. 1.6, называют «разрывом характеристики», оно зависит от зазоров, сил трения и пластических деформаций. Площадь, ограниченная характеристикой силовых смещений, отражает работу сил трения и в меньшей степени потенциальную энергию остаточных сил упругости.

Методы повышения жесткости станков можно свести к следующим:

а) повышение собственной жесткости деталей, в том числе путем применения замкнутых рамных конструкций, заменой деформации изгиба и кручения деформациями растяжения-сжатия (рис. 1.7), увеличением момента инерции при одной и той же массе, применением материалов с высоким модулем упругости;



Рис. 1.7. Обрабатывающий центр:
1 – стол; 2 – шпиндельная головка;
3 – стойка

б) уменьшение количества стыков в несущей системе станков; если условно принять жесткость всех стыков j_i одинаковой, то суммарная жесткость системы с последовательной связью j_c обратно пропорциональна числу стыков n :

$$j_c = \frac{j_i}{n};$$

в) применение конструкций с предварительным натягом (один из распространенных способов повышения жесткости шпиндельных опор на подшипниках качения). Смысл предварительного натяга в том, что при малых силах нормальные контактные смещения велики, если создать предварительный натяг, то при рабочей нагрузке будет использоваться участок характеристики с большей средней жесткостью.

Тепловые процессы станка влияют на отклонения размеров, формы и расположения обрабатываемых поверхностей. Доля тепловых деформаций прецизионных станков может составлять 40–70 % общей погрешности обработки.

Подводимая к станку энергия, не затрачиваемая на полезную работу, преобразуется в тепловую энергию. Источниками тепловыделения в станках могут быть электродвигатели, зубчатые и ременные пере-

дачи, подшипники, муфты, система смазывания и гидросистема, процесс резания и т. д. Теплота от этих источников передается деталям станка (рис. 1.8), перераспределяется между ними, частично идет на нагрев самих источников тепловыделения и частично отводится в окружающую среду. Общий процесс переноса теплоты в станках может быть расчленен на элементарные процессы: *теплопроводность* – молекулярный перенос теплоты в сплошной среде, вызванный разницей температур (распространение теплоты в деталях станка, подвижных и неподвижных соединениях через пятна фактического контакта, в газовых или жидкостных прослойках аэро- и гидростатических или гидродинамических направляющих и др.); *конвекцию* – перенос теплоты посредством макроскопических элементов среды при их перемещении, обусловленном неоднородным распределением температуры (теплообмен деталей станка со смазочной или охлаждающей жидкостью, окружающей средой, через жидкостную или газовую прослойку и т. д.); *тепловое излучение* – перенос теплоты электромагнитными волнами, обусловленный температурой и оптическими свойствами среды (теплообмен между деталями станка и окружающей средой).



Рис. 1.8. Структурная схема тепловой системы станка

Нагрев основных элементов станка приводит к изменению их геометрических размеров и формы, что, в свою очередь, приводит к перемещениям и поворотам других элементов станка, точность положения и движения которых влияет на точность замыкающего звена станка.

Теплоустойчивость – свойство станка сохранять в установленных пределах выходные параметры точности при различных тепловых воздействиях.

Влияние показателей точности станка на возникновение погрешности обработки детали неравноценно и зависит от требований, предъявляемых к точности обрабатываемых деталей, класса точности станка и метода формообразования (рис. 1.9).

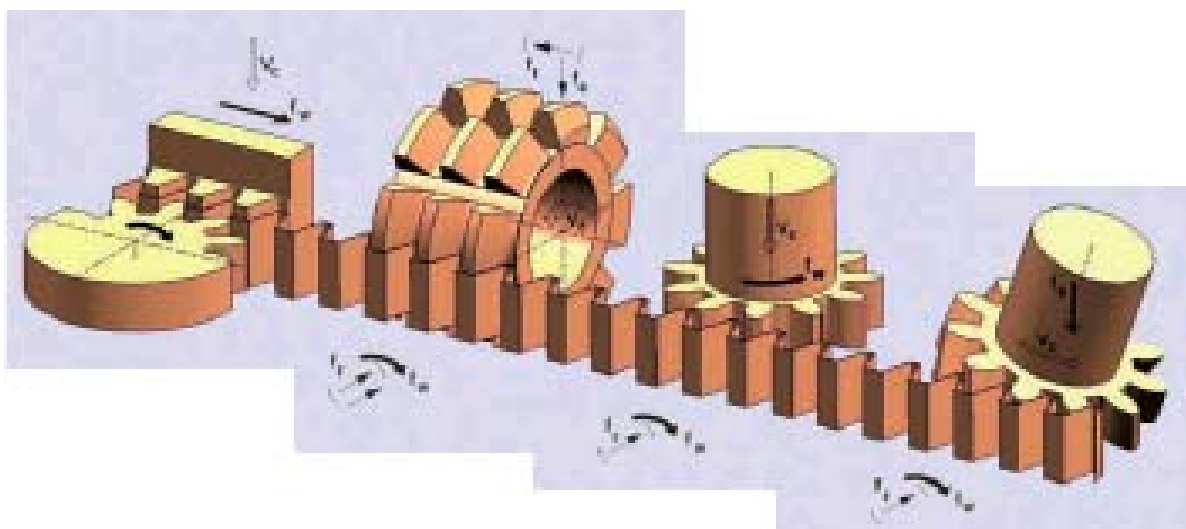
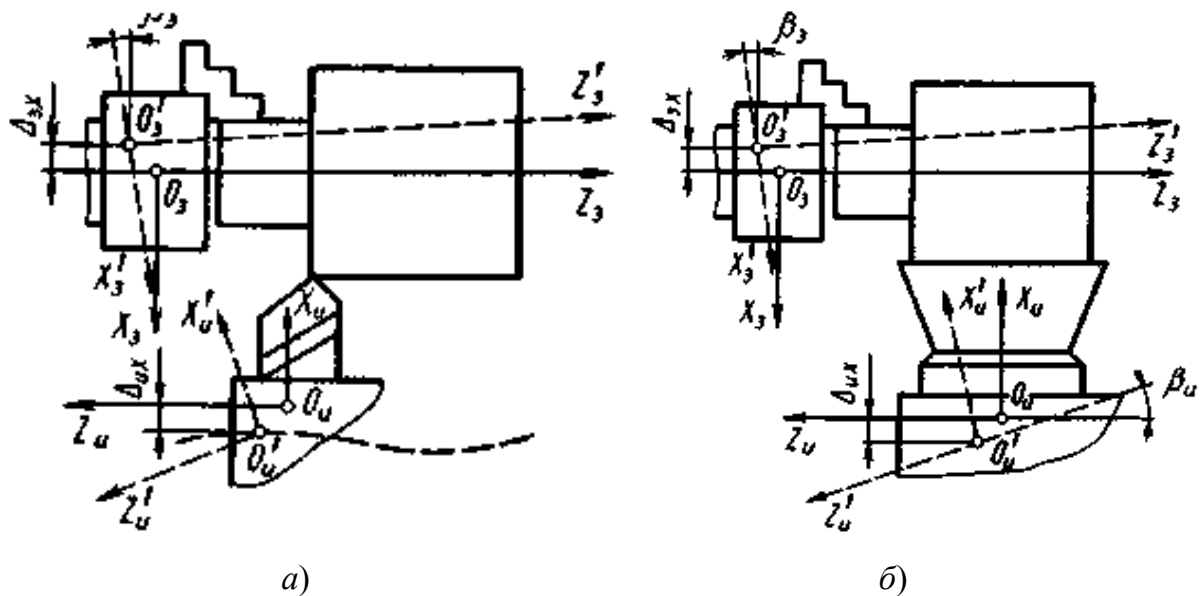


Рис. 1.9. Схемы, поясняющие влияние метода формообразования поверхности на выбор показателей точности станка:
 а – метод касания – показатели $\Delta_{3x}, \beta_3, \Delta_{ux}$; б – метод копирования – показатели $\Delta_{3x}, \beta_3, \Delta_{ux}, \beta_u$; в – метод обката

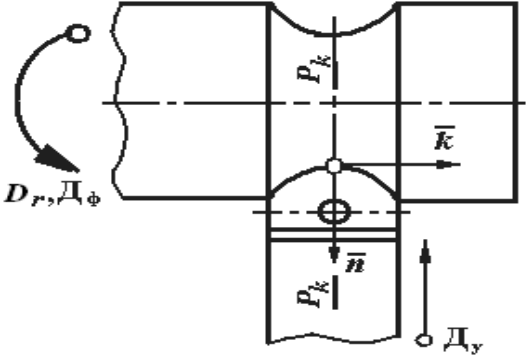
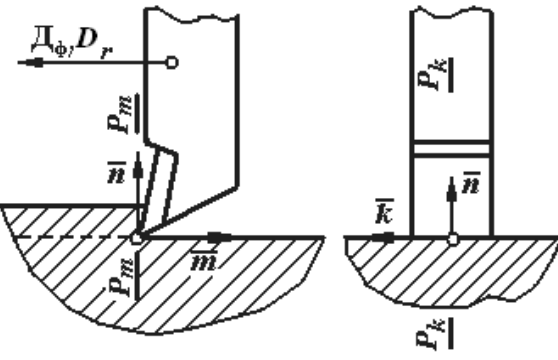
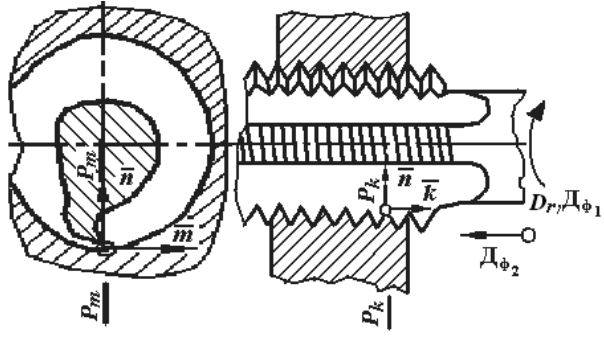
Формообразование наиболее распространенных элементарных поверхностей деталей можно отразить тремя условными схемами: следа, огибания и комбинированной, т. е. сочетанием признаков первых двух (рис. 1.10) [4].

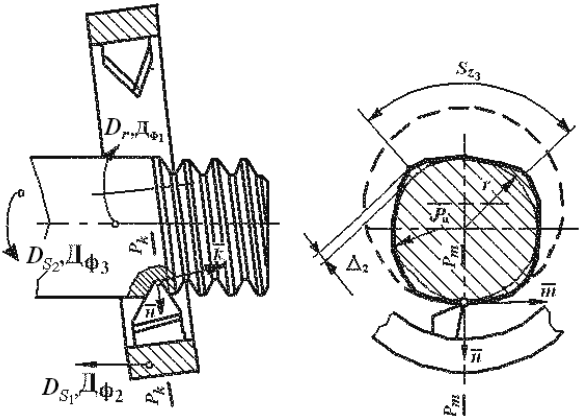
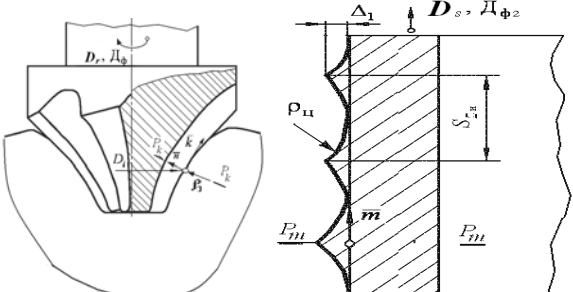
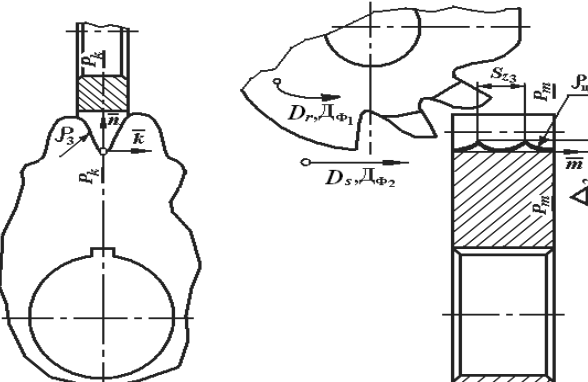
Термины и определения процесса формообразования

Термин	Определение
Схема огибания	Схема формообразования, в которой образующая и направляющая геометрической поверхности являются огибающими к соответствующим линиям кинематической поверхности
Схема следа	Схема формообразования, в которой образующая и направляющая геометрической поверхности совпадают с соответствующими линиями кинематической поверхности
Комбинированная схема формообразования	Схема формообразования, в которой образующая формируется по схеме следа, а направляющая – по схеме огибания или наоборот
Схема формообразования (следа, огибания, комбинированная) одинарная	Схема формообразования, в которой образующая и направляющая формируются одним формообразующим зубом
Схема формообразования (следа, огибания, комбинированная) групповая	Схема формообразования, в которой образующая и направляющая формируются несколькими зубьями
Схема формообразования (следа, огибания, комбинированная) одноцикловая	Схема формообразования, в которой направляющая и образующая формируются за один цикл относительного движения заготовки и инструмента
Схема формообразования (следа, огибания, комбинированная) многоцикловая	Схема формообразования, в которой направляющая или образующая формируются за несколько циклов относительного движения инструмента и заготовки
Схема формообразования (следа, огибания, комбинированная) постоянная	Схема формообразования, в которой геометрические параметры образующей и направляющей кинематической поверхности постоянны
Схема формообразования (следа, огибания, комбинированная) переменная	Схема формообразования, в которой геометрические параметры образующей или направляющей кинематической поверхности переменны

Схемы формообразования для типовых поверхностей приведены в табл. 1.2 [4].

Примеры схем формообразования типовых поверхностей деталей

Эскиз схемы формообразования	Назначение, признаки, оценки
<i>Схемы следа</i>	
<p>– одинарная, постоянная, одноцикловая, метод копирования</p> 	<p><i>Калибрование канавки фасонным резцом</i></p> <p>– движение формообразования – вращательное движение заготовки:</p> $D_{\phi} \equiv D_r;$ <p>– формообразующий зуб может быть и режущим:</p> $\Delta_1 = \Delta_2 = 0,$ <p>где Δ_1 и Δ_2 – соответственно кинематические погрешности образующей и направляющей</p>
<p>– одинарная, постоянная, многоцикловая, метод копирования</p> 	<p><i>Строгание плоской поверхности резцом</i></p> $D_{\phi} \equiv D_r;$ <p>– формообразующий зуб может быть и режущим:</p> $\Delta_1 = \Delta_2 = 0$
<p>– групповая, постоянная, многоцикловая, метод копирования</p> 	<p><i>Калибрование резьбы метчиком</i></p> <p>– движения формообразования – функционально связанные вращательное и поступательное:</p> $D_{\phi 1} \equiv D_{r1}, D_{\phi 2} \equiv D_s;$ <p>– инструмент имеет отдельные формообразующие зубья – калибрующие:</p> $\Delta_1 = \Delta_2 = 0$

Эскиз схемы формообразования	Назначение, признаки, оценки
<p>Схема комбинированная, групповая, переменная, многоцикловая, метод копирования и касания</p> 	<p><i>Нарезание резьбы внутренней резьбо-нарезной дисковой фрезой</i></p> $D_{\Phi 1} \equiv D_r, \quad D_{\Phi 2} \equiv D_{S_1},$ $D_{\Phi 3} \equiv D_{S_2},$ $\Delta_{1\min} = 0, \quad \Delta_2 = f(\varepsilon, \rho_{II}, d, s_{z_3}),$ $\Delta_{2\max} \approx \beta^2 / 8(1/r - 1/R),$ $\beta = (1/r - 1/R)s_{z_3}, \quad R \approx \rho_{II}$
<p>Схема комбинированная, групповая, переменная, многоцикловая; метод копирования</p> 	<p><i>Нарезание зубьев колеса пальцевой модульной фрезой</i></p> $D_{\Phi 1} \equiv D_r, \quad D_{\Phi 2} \equiv D_s,$ $\Delta_{1\min} = 0, \quad \Delta_2 = f(\rho_{II}, \rho_3, s_{z_{II}})$
<p>Схема комбинированная, групповая, переменная, многоцикловая; метод копирования</p> 	<p><i>Нарезание зубьев колеса дисковой модульной фрезой</i></p> $D_{\Phi 1} \equiv D_r, \quad D_{\Phi 2} \equiv D_s,$ $\Delta_{1\min} = 0, \quad \Delta_2 = f(\rho_{II}, \rho_3, s_{z_3}),$ $\Delta_{2\max} \approx R - \sqrt{R^2 - s_{z_3}^2} / 4,$ <p style="text-align: center;">при $R \approx \rho_{II}$</p>

Рекомендации для повышения точности станка:

1. Снижение мощности тепловыделения в источниках и количества теплоты, передаваемой основным элементам станка. Это может быть достигнуто с помощью следующих мероприятий:

– выноса источников интенсивного тепловыделения (насосных установок, приводных двигателей, коробок скоростей и подач, масляных баков, гидроаппаратуры, станций смазывающих охлаждающих жидкостей (СОЖ), шкафов с электрооборудованием за пределы станка;

– изоляции внутренних источников тепловыделения от основных элементов станка: экранирования электродвигателей; теплоизоляции каналов для отвода СОЖ; установления теплоизолирующей прокладки между шпинделем и внутренним кольцом подшипника; применения специальных теплоизолирующих кожухов, прокладок или экранов и направления потоков теплового воздуха, идущих от нагретых элементов к основным элементам станка;

– использования механизмов с высоким КПД: уменьшения механических передач и трущихся поверхностей; правильного выбора смазочного материала и оптимального числа зубчатых пар, находящихся в зацеплении; перехода от полужидкостного смазывания к газовому или к трению качения; применения особо точных шпиндельных подшипников с минимальным натягом и специальным смазочным материалом; повышения качества трущихся поверхностей и т. д.;

– выбора оптимальных режимов работы источников тепловыделения: электродвигателей, коробок скоростей и подач, скорости движения и подачи масла;

– интенсификации отвода теплоты из зоны тепловыделения путем принудительного воздушного, масляного или водяного охлаждения;

– рационального размещения источников тепловыделения: расположения источников интенсивного тепловыделения по возможности в верхней части станка так, чтобы большая часть выделяемой ими теплоты передавалась верхним слоям воздуха; расположения источников тепловыделения там, где они вообще не влияют на тепловые смещения основных элементов станка;

– изоляции внешних источников тепловыделения: экранирования стен и оконных проемов, изоляции фундамента, поддержания постоянного температурного режима в помещении.

2. Снижение избыточной температуры, получение равномерного или симметричного распределения температурного поля, стабилизация температуры нагревания основных элементов, что достигается проведением следующих мероприятий:

– интенсификации отвода теплоты от основных элементов станка, например, путем увеличения площади теплоотдающей поверхности или улучшения условий теплоотдачи посредством принудительной внешней или внутренней конвекции: оребрения наружных поверхностей теплоотдачи; разбрызгивания масла на внутренней поверхности шпиндельной коробки; охлаждения внутренней поверхности станины СОЖ; применения охлаждающих устройств – компрессорных холодильников, термоэлектрических батарей, полупроводниковых охлаждающих устройств (рис. 1.11);

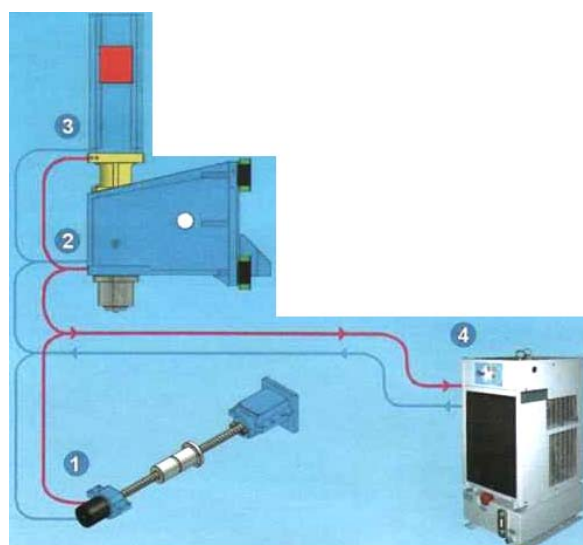


Рис. 1.11. Схема охлаждения опор шпинделя и передачи винт-гайка:

1 – опора ходового винта; 2 – опоры шпинделя;
3 – опора зажимной головки; 4 – холодильник

– тепловой изоляции основных элементов станка: размещения между передней бабкой и станиной, шпинделем и его опорами теплоизолирующих прокладок; закрепления прокладок из теплоизолирующего материала, охватывающих весь контур поперечного сечения направляющих;

– равномерного распределения источников тепловыделения по всему объему: направления горячего воздуха, идущего от электродвигателя, с помощью отражающих плит на более холодные стенки; выравнивания температурного поля в грунте цеха, специальный подогрев фундаментов; направленного нагревания или охлаждения основных элементов станка с помощью единичных нагревателей или тепловых труб;

– применения дополнительных источников теплоты для сокращения времени стабилизации температуры, выравнивания температурного поля, например, использования дополнительного источника теплоты для быстрого нагрева масла в баке системы смазывания до температуры его стабилизации;

– равномерного распределения масс металла для выравнивания неравномерной теплоемкости, а следовательно, и неравномерного температурного поля в нестационарном режиме;

– подбора материалов основных элементов станка с учетом их теплопроводности: применения материалов с высоким коэффициентом теплопроводности для деталей, расположенных в непосредственной близости к источникам тепловыделения, во избежание высоких температурных градиентов.

3. Снижение тепловых смещений основных элементов станка путем следующих мероприятий:

– сокращения длины деталей, размеры которых непосредственно влияют на показатели точности станка: ограничения вылета шпинделя до упорного подшипника; ограничения расстояния от оси шпинделя до направляющих и т. д.;

– подбора материалов основных элементов станка с учетом их термомеханических характеристик: применения материалов с низким коэффициентом линейного расширения типа инвара, кварца, чугуна высоколегированного никелем (36 %); учета разности коэффициентов линейного расширения и модулей упругости сопрягаемых деталей (например, подбора для фундаментов материалов с коэффициентом линейного расширения таким же, как и чугуна); изготовления элементов станка ползунов, кареток, стоек, станин, столов, шпинделей из керамики на основе Al_2O_3 или нитрида кремния;

– рационального выбора жесткости поверхностей сопряжения и соединения основных элементов станка;

– уменьшения числа избыточных связей, являющихся источником дополнительных температурных напряжений; выбора соответствующего расположения фиксирующих элементов, например, упорных подшипников на шпинделе, мест закрепления шпиндельной бабки; установки продольно-обрабатывающих тяжелых станков на регулируемых башмаках; установки точных станков с жесткой станиной на трех точках;

– равномерного распределения масс металла, обеспечивающих малые температурные напряжения и изгиб, и придание деталям форм, способствующих равномерным тепловым смещениям;

– создания предварительных упругих смещений деталям, направленных в сторону, противоположную тепловым смещениям, например, компенсация тепловых смещений ходовых винтов предварительным растяжением. Винт выполняют с постоянной коррекцией шага, обеспечивающей номинальный шаг в растянутом состоянии винта. При нагревании винта уменьшается сила начального растяжения, а шаг изменяется незначительно.

4. Минимизация влияния теплового режима на показатели точности станка путем проведения следующих мероприятий:

– взаимной компенсации тепловых смещений основных элементов станка; выбора компоновки и схем базирования основных элементов станка таким образом, чтобы тепловые смещения взаимно уничтожались. Например, точку закрепления шпиндельной коробки выбирают так, чтобы она перемещалась назад на то же расстояние, что и шпиндель;

– рационального выбора баз, схем базирования и крепления, направления тепловых смещений основных элементов станка так, чтобы это не влияло на показатели точности станка; создания термосимметричных конструкций с плоскостью симметрии, проходящей через ось шпинделя (рис. 1.12);



Рис. 1.12. Продольно-фрезерный станок с ЧПУ
(без защитных кожухов)

- сокращения суммарной длины размерных цепей, определяющих относительное положение формообразующих узлов;
- уменьшения числа составляющих размерной цепи, определяющей относительное положение формообразующих узлов.

Если с помощью перечисленных мероприятий не может быть обеспечена требуемая точность станка, используют методы компенсации тепловых погрешностей, когда на основе информации об изменении показателей точности станка при тепловых воздействиях вносят корректирующее воздействие, направленное на изменение линейного, а в некоторых случаях и углового положения формообразующих узлов станка. Применяют методы компенсации по тепловым характеристикам, косвенно характеризующим показатели точности станка: мощности тепловыделения, температурному полю или тепловым смещениям основных элементов станка, частоте вращения шпинделя, погрешности обработки детали.

1.3. Мобильность станков

Мобильность (переналаживаемость) станков является одним из главных потребительских свойств МС и СС и заключается в возможности их переналаживания на изготовление различных изделий или для выполнения разных операций применительно к конкретным требованиям постоянно меняющейся производственной ситуации у потребителей при серийном производстве. С этим свойством современных МС и СС, часто определяемым как гибкость, связаны основные показатели эффективности парка МС и СС. К основным методам повышения гибкости относятся:

- Агрегатирование конструкций, блочно-модульное их построение на основе унифицированных типажных гамм, использование унифицированных узлов и элементов для дополнительного оснащения станков в расчете на конкретного потребителя взамен штатных узлов или в дополнение к ним. Обычно это универсальные инструментальные головки, столы, бабки, копировальные устройства и прочие узлы, позволяющие использовать один и тот же станок в разнообразных технологических вариантах. Примером комплексного решения такого рода является показанный на рис. 1.13 ГПМ.

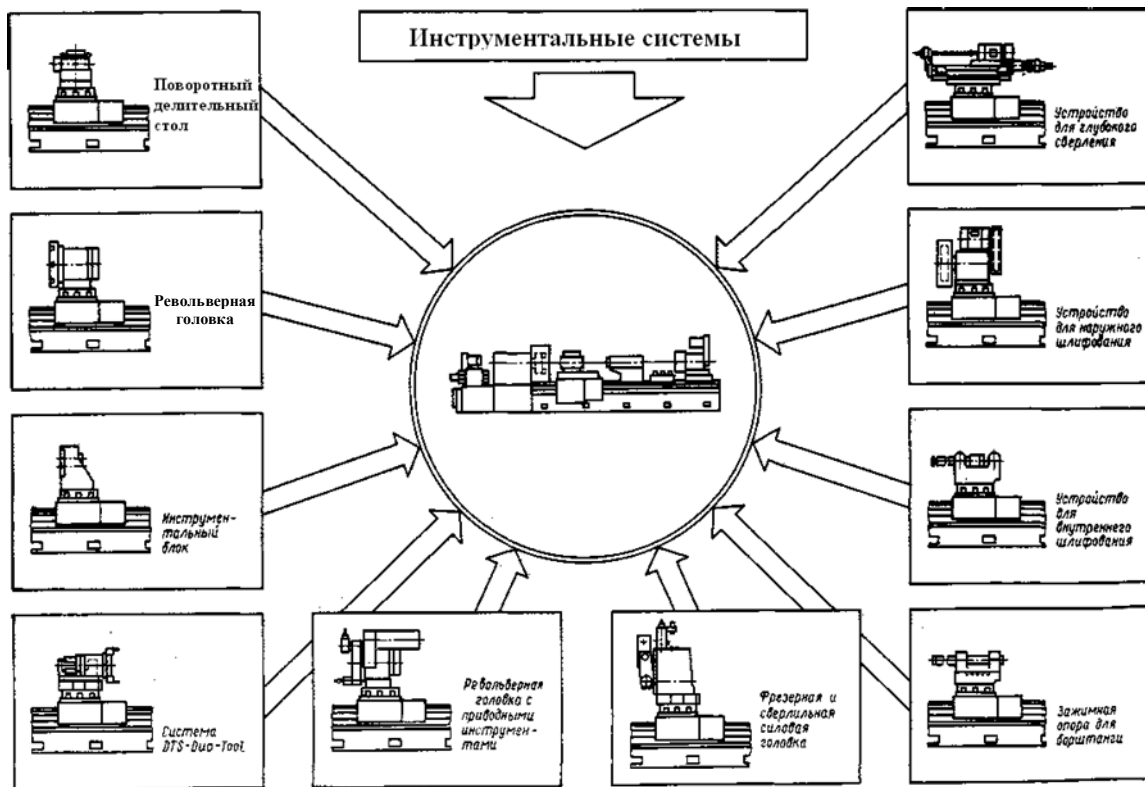


Рис. 1.13. Агрегатированные системы инструментообеспечения

• Для расширения возможностей использования ГПМ сверлильно-фрезерно-расточной группы в крупносерийном производстве их все чаще выполняют в виде блок-центров, т. е. снабжают двумя системами магазинов, в одной из которых помещены индивидуальные инструменты, а в другой – сменные многоинструментальные головки (рис. 1.14).

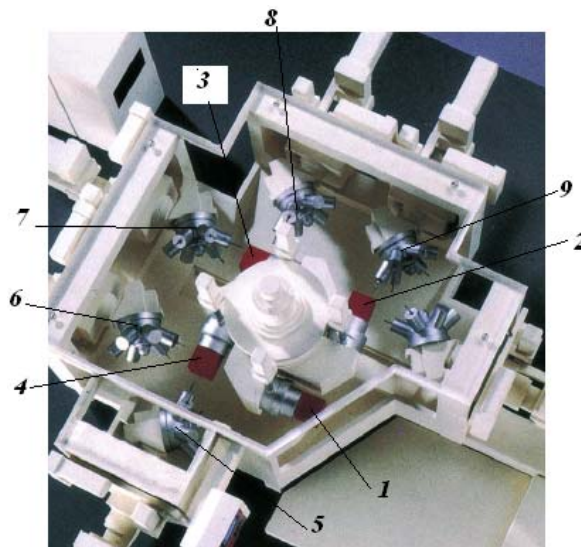


Рис. 1.14. Агрегатированные системы:
1–4 – заготовки; 5–8 – силовые головки

- Оснащение широким набором разнообразных приспособлений, расширяющих возможности станков. Это, например, накладные инструментальные головки, многошпиндельные сверлильные и резьбонарезные головки, быстросверлильные головки, программно-управляемые план-суппорты, специальные зажимные устройства (рис. 1.15). Обычно предусматривается возможность включения их в гидравлическую электрическую и программно-управляющую системы станка.

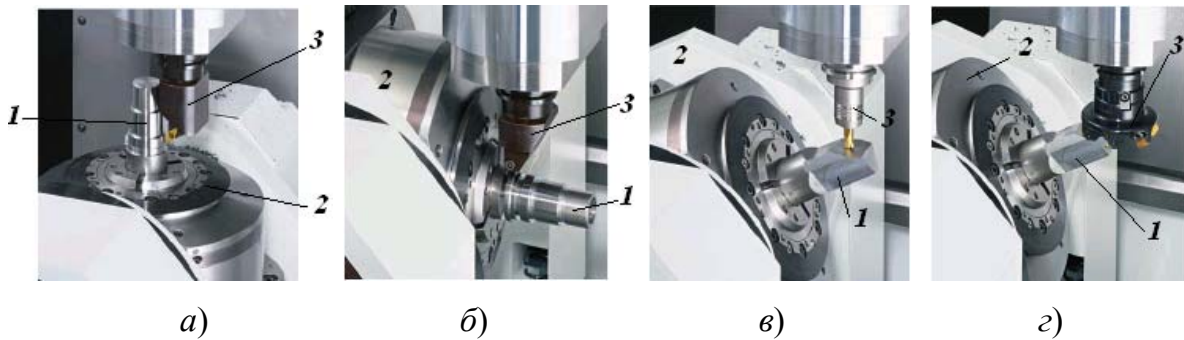


Рис. 1.15. Расположение поворотных головок при обработке:
 а – вертикальное; б – горизонтальное; в, з – угловое:
 1 – заготовка; 2 – головка; 3 – инструмент

- Использование локальных кинематических цепей в системе микропроцессорного управления, что дает широкую возможность построения многовариантных переналаживаемых МС и СС большой гибкости.

- Использование систем ЧПУ и программируемых командоаппаратов (ПК), что создает хорошие предпосылки для расширения технологического диапазона МС и СС.

1.4. Надежность станков

Для обеспечения работоспособности станка необходимо не только иметь заданные начальные характеристики станка, но и создать такую конструкцию, которая имела бы высокую сопротивляемость по отношению к воздействию различных процессов, изменяющих его выходные параметры.

Основные критерии работоспособности станка следующие: геометрическая и кинематическая точность; статическая жесткость; вибростойкость; теплостойкость (сопротивляемость температурным деформациям); износостойкость; коррозионная стойкость; сопротивление усталости; сопротивляемость короблению.

Для современных МС и СС надежность является необходимым условием их использования. Это качество тем важнее, чем сложнее и дороже МС или СС.

Современные тенденции обеспечения высокой надежности МС и СС следующие:

- использование высоконадежных комплектных систем ЧПУ, ПК и приводов. В отечественной практике наибольшую интенсивность отказов (до 60 %) имеют управляющие системы и привода;

- органическое включение в управляющую систему подсистемы автоматической диагностики функционирования узлов, элементов, а также МС и СС в целом;

- повышение надежности функционирования механических элементов МС и СС, прежде всего подшипниковых узлов, направляющих, делительных механизмов, передач. Широкое использование новых материалов, термообработки, покрытий. Применение устройств для защиты механизмов от стружки и СОЖ;

- снижение динамических нагрузок за счет уменьшения перемещающихся масс, например, при использовании материалов с меньшими удельными массами, оптимизации законов движения рабочих органов станка, а также применения разнообразных демпферов;

- обеспечение высокоэффективных и надежных систем смазывания трущихся пар, использование самосмазывающихся подшипников; применение мощных эффективных систем подачи, сепарирования и фильтрации СОЖ, служащих как для отвода теплоты из зоны резания, так и для смыва и транспортирования стружки;

- блочно-модульное построение узлов, элементов и систем МС и СС;

- использование развитой системы диагностики и индикации отказов, обеспечивающей существенное снижение времени профилактики и устранения отказов;

- осуществление своевременных профилактических и регламентных работ по поддержанию нормального функционирования МС и СС;

- использование высококвалифицированного обслуживающего персонала.

1.5. Степень автоматизации

Характерной особенностью современного машиностроительного производства является использование станков в составе автоматизированных станочных систем. Это объясняет ряд конструктивных

особенностей станков, так как необходимо обеспечить станок соответствующими интерфейсами для интегрирования его в станочную систему. Основной ячейкой ГПС является РТК или ГПМ. Классификация и определение ГПС предусмотрены ГОСТ 26228–90.

Схемы построения ГПС разнообразны. Они обычно включают: ГПМ в технологически необходимом наборе; транспортно-складскую систему АТСС; систему инструментального обеспечения АСИО; систему управления технологическим процессом АСУТП; систему управления производством АСУ.

В ГПС применяют систему мониторинга для контроля за работой инструмента, оборудования, технологического процесса в целом, осуществляя коррекцию, а иногда – и адаптивное регулирование работы оборудования и технологического процесса, автоматизированное программирование и диспетчирование. Наиболее высокоорганизованные ГПС снабжаются САПР.

Развитие ГПС заключается в совершенствовании их структур применительно к комплектности изготовления изделий, гибкости, набору и полноте выполняемых функций, а также в совершенствовании каждой из систем (АТСС, АСИО, АСУТП, АСУ и САПР) для повышения производительности, гибкости и надежности. Так, в АСИО используют автоматически сменяемые блочно-модульные инструменты, снабженные системой кодирования и декодирования с записью в микропроцессорной системе управления и учетом как общей наработки каждого инструмента, так и фактического его износа.

По данным Европейской экономической комиссии ООН, ГПС обеспечивают следующие усредненные показатели: увеличение полезного времени работы по сравнению с универсальным оборудованием при двухсменной работе до 60 %, экономию затрат на рабочую силу на 30 %, сокращение незавершенного производства на 60 %. На высокоразвитых ГПС для изготовления узлов и комплектных деталей может быть получен гораздо больший эффект, в том числе сокращение числа работающих в 3,5–5 раз.

Автоматические линии наиболее перспективны в массовом производстве, выпускающем до 25 % мировой машиностроительной продукции. Выпуск единицы продукции на АЛ занимает примерно в 100 раз меньше времени, чем при изготовлении ее на универсальных станках с ручным управлением.

Одним из основных направлений технического развития АЛ является повышение комплексности обработки изделий, включая термообработку, сборку, окраску и упаковку готового изделия. Авто-

матические линии с комплексной обработкой создают главным образом для производства основных видов массовых изделий машиностроения, таких как подшипники, поршневые кольца, гильзы, коленчатые валы, распределительные валы, зубчатые колеса и т. п., по типовым технологическим процессам на основе типовых комплектов оборудования.

Особое значение имеет создание переналаживаемых и гибких автоматических линий (ГАЛ), обеспечивающих возможность частой смены объектов производства. При разработке ГАЛ желательно обеспечить возможно более подробную информацию о прогнозируемых вариантах изменения параметров изделий.

Эффективные технические решения, обеспечивающие гибкость АЛ, следующие:

- компоновки ГАЛ на основе станков с ЧПУ и промышленных роботов, соединенных перестраиваемыми АТСС;
- поочередная автоматическая подача одно- и многошпиндельных инструментальных коробок, закрепление и снятие их с силового узла при неподвижных заготовках корпусных деталей;
- включение в АЛ унифицированных узлов, оснащенных системами ЧПУ и обладающих возможностью дополнительно к направлению подачи автоматически перемещать инструменты по нескольким координатам.

Автоматические роторные (АРЛ) и роторноконвейерные линии (АРКЛ) являются одним из эффективных средств автоматизации массового производства.

Использование групповых методов обработки в АРКЛ позволяет применять эти линии в серийном производстве. По сравнению с операционным оборудованием АРЛ и АРКЛ имеют производительность выше в 4–10 раз, занимаемые площади меньше в 2–3 раза и производственный цикл сокращается в 10–20 раз.

Существенный прогресс в технике и технологии машиностроения в сочетании с высокими достижениями в области систем управления позволяют перейти от отдельных ГПС к созданию комплексно автоматизированных и компьютеризированных производств и заводов-автоматов. Особые требования к оборудованию таких производств – концентрация операций и комплексность обработки. Так, в станки встраивают системы для лазерной термообработки, пайки, сварки, пластического деформирования.

1.6. Расширение технологических возможностей станков

Применение мехатроники, т. е. систем и механизмов, органически сочетающих механику и электронику, характерно для современных станков с системами программного управления. Мехатронные системы обеспечивают новые возможности управления движением традиционных механизмов, точное выполнение заданных функций, придание им свойств саморегулирования и реакции на внешние воздействия, синхронность движения двух узлов и др.

В качестве примера на рис. 1.16 изображен шпиндельный узел токарно-фрезерного многоцелевого станка (фирма I.K.EGAI, Япония), шпиндель 3 которого помимо вращения от главного привода при токарной обработке может получать медленное движение с заданной скоростью от сервомотора 1 при фрезеровании фасонных поверхностей или останавливаться в заданном положении. Это обеспечивается системой программного управления с использованием датчика типа индуктосин, ротор 5 которого связан со шпинделем, а статор 4 закреплен неподвижно на шпиндельной бабке. Цена деления – $0,001^\circ$. Для фиксации шпинделя в заданном положении применено тормозное устройство с диском 6. При быстром вращении шпинделя сервомотор отключается за счет вывода из зацепления шестерни 2 с помощью гидромеханизма.

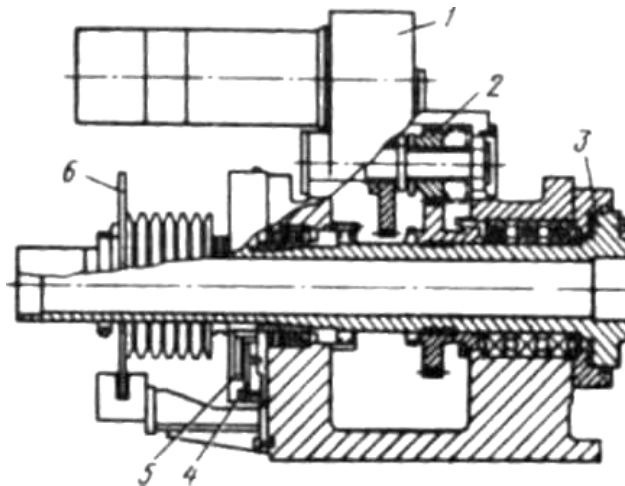


Рис. 1.16. Управляемый шпиндель токарно-фрезерного многоцелевого станка

Возможности мехатроники могут изменить традиционные решения, ярким примером тому служит замена кинематических цепей зубообрабатывающих станков электронными связями.

Перенос рабочих функций с механических систем и приводов на систему управления и электропривод позволяет получать более компактные, легко управляемые узлы с высокими техническими характеристиками.

Хотя приближение электродвигателя к конечному звену (столу, шпинделю) и порождает ряд новых проблем, в первую очередь связанных с тепловыми и вибрационными воздействиями, эта тенденция характерна для современных конструкций узлов станка.

Создание универсальных и многофункциональных конструкций, которые расширяют технологические возможности станка, характерно для многоцелевых станков, эффективность которых в первую очередь зависит от этого принципа (рис. 1.17).

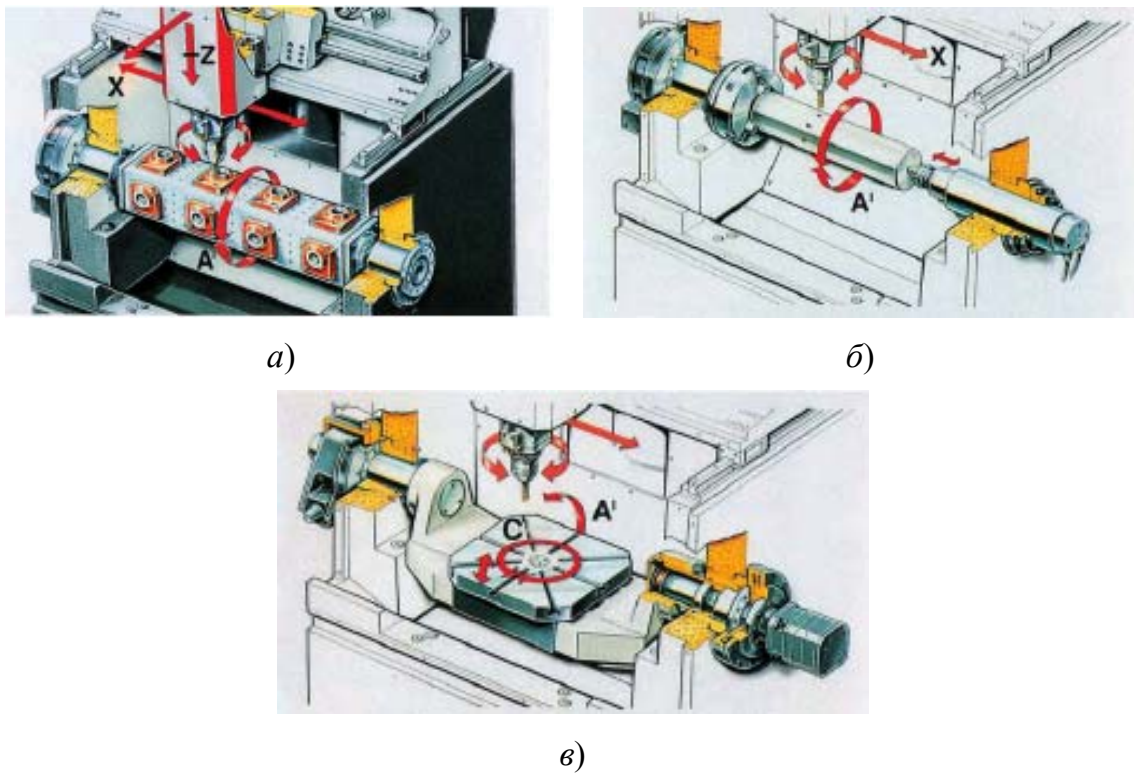


Рис. 1.17. Конструкции поворотных устройств, расширяющих технологические возможности:
а – поворотное приспособление с заготовками; б – поворотная инструментальная головка; в – поворотный (глобусный) стол

Примером также может служить разработка конструкций шпиндельного узла с поворотом оси в пространстве, стола с двумя движениями в плоскости и с поворотом относительно вертикальной и горизонтальной осей, создание второй подвижной шпиндельной бабки токарного автомата для перехвата детали и обработки ее со всех сторон и др.

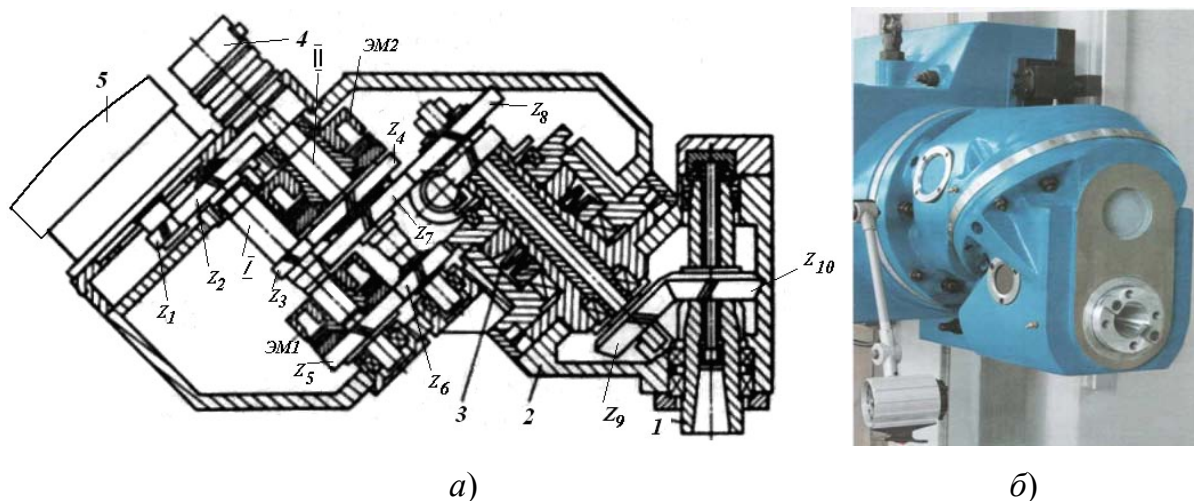


Рис. 1.18. Шпиндельный узел многоцелевого станка с автоматическим изменением положения шпинделя:
а – устройство привода; *б* – общий вид

Так, на рис. 1.18 изображена схема шпиндельного узла фрезерно-расточного многоцелевого станка (фирма MANDELLI, Италия), шпиндель *1* которого может занимать как вертикальное, так и горизонтальное положение. Для этого шпиндельная головка *2* имеет кольцевую опору, расположенную под углом 45° , через которую проходит приводной вал. Головка может поворачиваться так, что ось шпинделя занимает либо вертикальное, либо горизонтальное положение. При этом шпиндельная коническая шестерня обкатывается относительно ведущей. Прижим поверхностей осуществляется плоскими пружинами *3*. Такое конструктивное решение существенно расширяет технологические возможности станка.

Шпиндель вращается от электродвигателя *5* через зубчатые колеса $\frac{z_1}{z_2}$, вал I, зубчатые передачи $\frac{z_3}{z_4} \left(\frac{z_5}{z_6} \right)$ (в зависимости от включенных электромагнитных муфт ЭМ1 или ЭМ2); затем с вала II через зубчатую передачу $\frac{z_7}{z_8}$ и коническую передачу $\frac{z_9}{z_{10}}$ на шпиндель *1*.

ГЛАВА 2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПРИВОДОВ СТАНКОВ

2.1. Типовые структуры приводов главного движения

Типовые структуры главного привода станков включают: электродвигатель M , ременную передачу и шпиндельный узел Π , или коробку скоростей $KС$ (рис. 2.1).

При этом шпиндельная бабка $\PiБ$ может быть со встроенной коробкой скоростей (рис. 2.1, e).

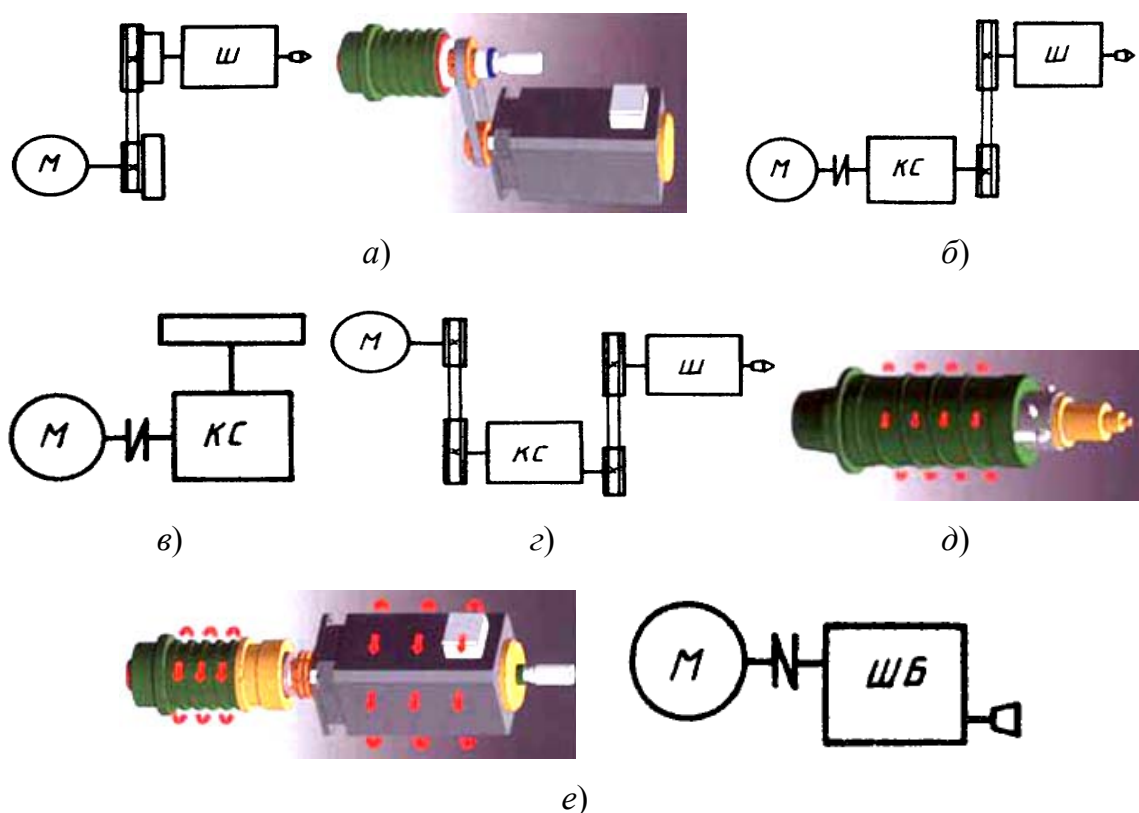


Рис. 2.1. Типовые структуры главного привода станков:
 $a, б, г$ – с ременной передачей; $в, е$ – без ременной передачи;
 $д$ – мотор-шпиндель

Приводы по схемам (рис. 2.1, $a, б, г$) с ременной передачей, способной передавать относительно небольшой крутящий момент, целесообразно применять в токарных станках небольших и средних размеров (наибольший диаметр обрабатываемого изделия 200–400 мм). Приводы по схеме (рис. 2.1, $в$) рекомендуются для карусельных станков (наибольший диаметр обрабатываемого изделия 1000–4000 мм).

Типовые структуры главного привода станков сверлильно-расточной и фрезерной групп, а также сверлильно-фрезерно-расточных обрабатывающих центров приведены на рис. 2.1, д.

2.2. Скоростная характеристика

Для осуществления оптимальных режимов резания станки оснащают механизмами регулирования частоты вращения валов и шпинделей, величины подачи столов и суппортов. Существует два вида регулирования: дискретное и плавное. В первом случае может быть получен ряд определенных значений регулируемого параметра, во втором – любая его величина, в заданном интервале. Кроме этого приводы оборудования разделяются по видам структур: на сложную, множительную и смешанную.

Ряды частот вращения и подач чаще всего строят по законам геометрической прогрессии. Геометрический ряд удобен для создания сложных приводов из элементарных двухваловых механизмов, построенных также на основе геометрического ряда.

Если φ – знаменатель геометрической прогрессии (ряда), то $n_z = n_1 \varphi^{z-1}$. Решая это уравнение относительно φ , получим:

$$\varphi^{z-1} = \sqrt{\frac{n_z}{n_1}}; \quad \varphi = \sqrt[z-1]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}} = \sqrt[z-1]{R_n}.$$

Величину $R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}$ называют диапазоном частот вращения.

Изменение скорости резания при переходе с одной частоты вращения шпинделя на другую, соседнюю по ряду, при неизменном диаметре обработки называют *скоростным коэффициентом*:

$$\xi_v = \frac{v_x - v_{x-1}}{v_x} = \frac{n_x - n_{x-1}}{n_x} = \frac{n_x - n_x \varphi^{-1}}{n_x} = \frac{\varphi - 1}{\varphi} = \text{const.}$$

Скорость резания, м/с, зависит от частоты вращения шпинделя и диаметра обрабатываемой поверхности:

$$v_c = \pi d n_c,$$

где d – диаметр обрабатываемой поверхности (вращающегося инструмента), м; n_c – частота вращения шпинделя, об/с.

Если v_{\min} и v_{\max} – минимальная и максимальная скорости резания, а d_{\min} и d_{\max} – наименьший и наибольший диаметры, то пределы регулирования, об/с, должны удовлетворять равенствам:

$$n_{\min} = \frac{v_{\min}}{\pi d_{\max}}; \quad n_{\max} = \frac{v_{\max}}{\pi d_{\min}}. \quad (2.1)$$

У станков с прямолинейным главным движением рабочие органы перемещаются в двух взаимно противоположных направлениях. Рабочий и обратный ходы составляют двойной ход.

Время одного двойного хода:

$$t_{\text{дв.х}} = t_p + t_0 = \frac{L}{v_p} + \frac{L}{v_0} = L \frac{v_p + v_0}{v_p v_0},$$

где v_p и v_0 – скорости прямого и обратного ходов, м/с; t_p , t_0 – среднее время рабочего и обратного ходов, с; $t_{\text{дв.х}}$ – время одного двойного хода, с; L – длина хода, м.

Отсюда частота двойных ходов в 1 с:

$$n_c = \frac{1}{t_{\text{дв.х}}} = \frac{1}{L} \frac{v_p v_0}{v_p + v_0}.$$

Применяемые в практике станкостроения значения знаменателей рядов частот вращения шпинделей обладают следующими свойствами:

а) возможностью получения рядов с различными знаменателями из основного ряда, имеющего наименьший знаменатель, путем отбрасывания отдельных членов ряда и сохранения членов основного ряда через один, три, пять и т. д.;

б) десятичным повторением через a членов: $n_1, n_2, n_3, \dots, 10n_1, 10n_2, 10n_3, \dots, 100n_1, 100n_2, 100n_3, \dots$. Для этого необходимо, чтобы $n_{a+1} = n_1 \varphi^a = 10n_1$, или $\varphi = \sqrt[a]{10}$; использование данного свойства позволяет иметь дело с меньшим количеством цифровых значений;

в) удвоением через b членов:

$$n_1, n_2, n_3, \dots, 2n_1, 2n_2, 2n_3, \dots, 4n_1, 4n_2, 4n_3, \dots, n_{b+1} = n_1 \varphi^b = 2n_1,$$

или $\varphi = \sqrt[b]{2}$; удвоение позволяет использовать в качестве привода двухскоростные электродвигатели переменного тока, имеющие в большинстве случаев соотношение наибольшей и наименьшей частот вращения как 2 : 1.

Для совмещения свойств «б» и «в» необходимо, чтобы $b \approx 0,3a$ или $\varphi = \sqrt[3]{10} = \sqrt[2]{2}$.

Для основного ряда принято значение $\varphi_{\min} = 1,06 = \sqrt[10]{10} = \sqrt[2]{2}$. Частота вращения может отклоняться от табличных значений не более чем на $\pm 10(\varphi - 1)\%$. Кроме этого в приводе от асинхронного электродвигателя допускается смещение ряда в сторону уменьшения до 5% от чисел ряда, подсчитанных по синхронной частоте вращения.

Стандартные значения φ , полученные на основании указанных принципов, имеют следующие величины (A – относительная погрешность частоты вращения):

φ	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2,0
a	40	20	10	20/3	5	4	20/6
b	12	6	3	2	1,5	1,2	1
$A = \frac{\varphi - 1}{\varphi} 100\%$	5	10	20	30	40	45	50

Примечание. Знаменатели $\varphi = 1,41$ и 2 не удовлетворяют принципу десятичного повторения, а $\varphi = 1,58$ и $1,78$ – принципу удвоения, согласно ГОСТ 5032–56 допускается округление знаменателей φ до значений $1,25$; $1,4$; $1,6$.

2.3. Типовые механизмы для ступенчатого регулирования частот вращения валов

Для легких приводов применяют ременные передачи с плоским ремнем, состоящие из сменных одинарных (рис. 2.2, а) или блочных (рис. 2.2, б) шкивов.

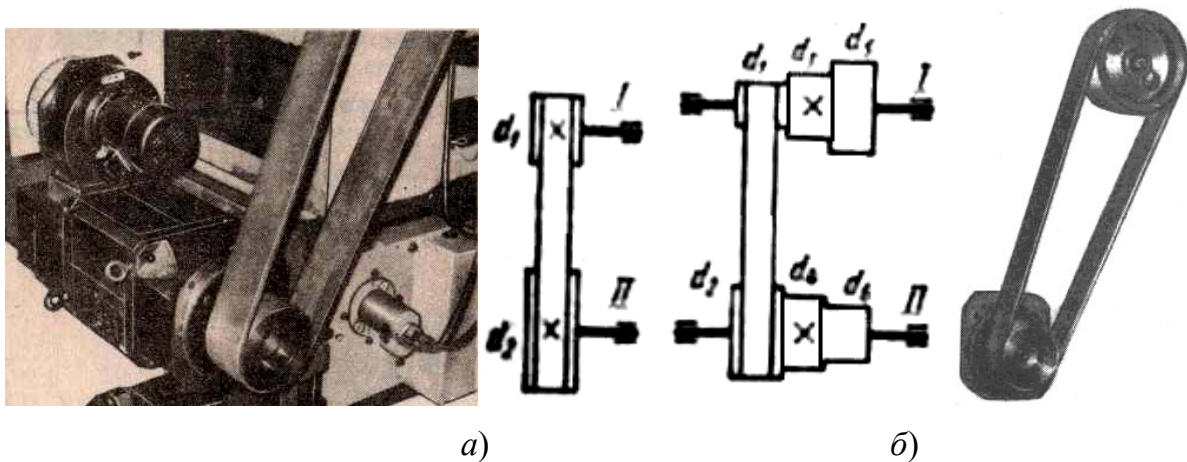


Рис. 2.2. Множительные механизмы с ременными шкивами:
а – одиночными; б – блочными

На рис. 2.3 показаны звенья настройки, состоящие из сменных зубчатых колес (гитары). В однопарных звеньях настройки (рис. 2.3, а) колеса устанавливают на консольной части вала. Межосевое расстояние здесь постоянно, поэтому при одинаковом модуле сумма зубьев $a + b = \text{const}$. В двух парных гитарах (рис. 2.3, б) в зацеплении находятся две пары сменных колес. Условие сцепляемости проверяют по формуле

$$a + b > c + 15; \quad c + d > b + 15. \quad (2.2)$$

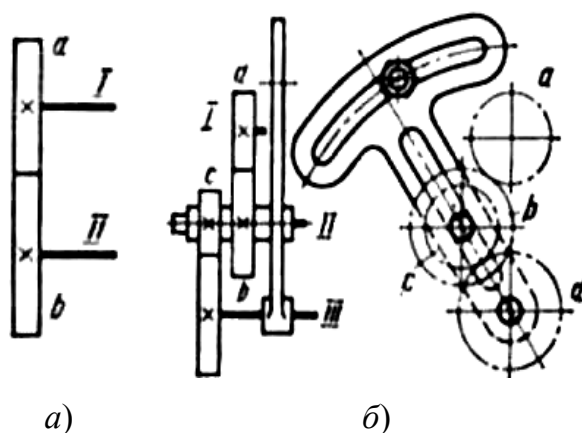


Рис. 2.3. Множительные механизмы со сменными зубчатыми колесами:
a – одиночными; *б* – парными

Широкое распространение получили механизмы, состоящие из передвижных блоков зубчатых колес (рис. 2.4). Число колес в блоке чаще всего два, три и, реже, четыре. Блоки применяют в качестве ведущих и ведомых элементов.

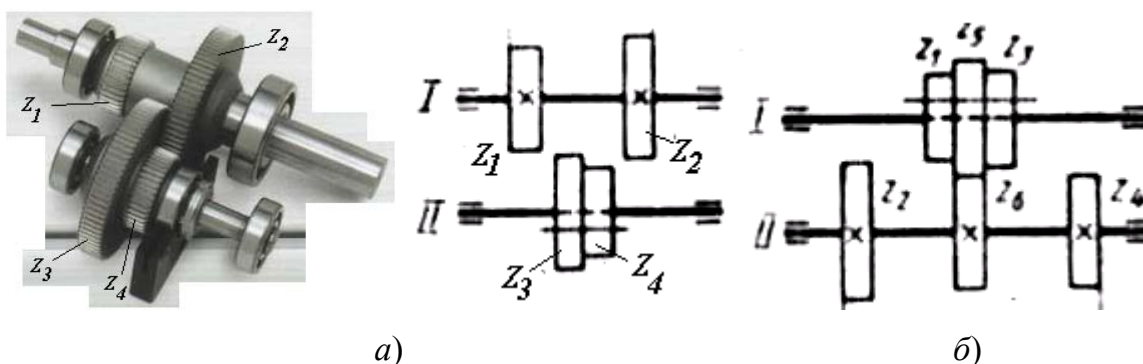


Рис. 2.4. Механизмы с блоками зубчатых колес:
a – двойными; *б* – тройными

На рис. 2.4, б показан механизм с тройным блоком зубчатых колес. Для ввода в зацепление колес z_1 и z_2 необходимо, чтобы блок беспрепятственно перемещался мимо колеса z_6 , не зацепив за него колесом z_3 . Это возможно, если $z_5 - z_3 > 5$.

Основное достоинство механизмов с передвижными блоками – их простота. Колеса, не участвующие в передаче рабочих нагрузок, не изнашиваются. К недостаткам следует отнести невозможность переключения скорости на ходу и сравнительно большие осевые размеры. Этих недостатков лишены механизмы, у которых зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении (рис. 2.5, а). Колеса z_2 и z_4 на вал II установлены свободно и включаются в работу муфтой. Если муфта I фрикционной типа, то частоту вращения можно изменять на ходу. Передачи могут быть косозубыми. На рис. 2.5, б показан элементарный механизм с двумя электромагнитными муфтами.

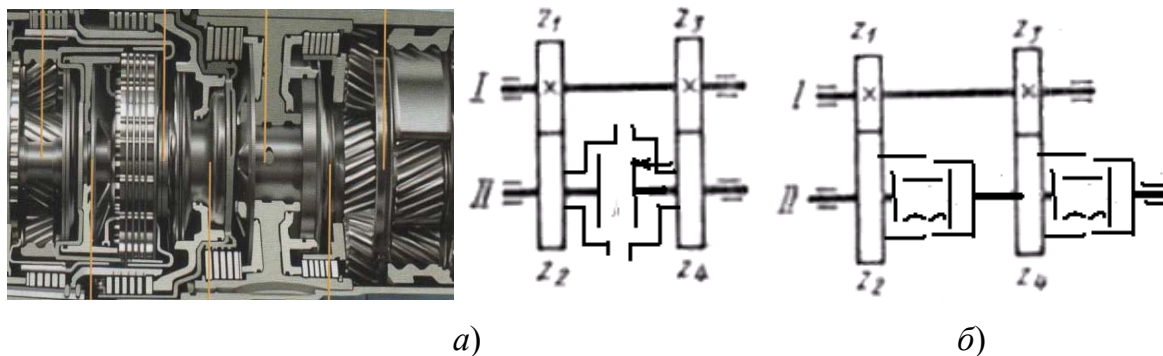


Рис. 2.5. Механизмы с муфтами:
а – с фрикционной; б – с электромагнитной

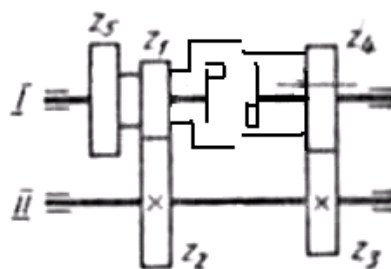


Рис. 2.6. Механизм смешанной структуры
с кулачковой муфтой

На рис. 2.6 показан механизм смешанной структуры, у которого имеется прямая передача при включенной муфте и дополнительная передача посредством зубчатых колес.

2.4. Множительные структуры

2.4.1. Общие понятия

Закономерность геометрического ряда частот вращения шпинделя позволяет проектировать коробки скоростей из элементарных двухваловых механизмов, последовательно или параллельно расположенных между собой. Если элементарные двухваловые механизмы расположены последовательно, то такая структура называется множительной, так как кинематические условия настройки этих приводов определяются свойствами множительных групп передачи, а общее число скоростей получается перемножением чисел скоростей элементарных двухваловых передач.

Рассмотрим устройство шестискоростной коробки передач (рис. 2.7, а). Для передачи вращения от вала I к валу II служит тройной блок, а от вала II к валу III – двойной блок. В результате последовательного соединения этих элементарных механизмов при одной скорости ведущего вала I ведомый вал III (или шпиндель) может иметь шесть различных скоростей.

Совокупность зацеплений, связывающих вращение двух соседних валов, образует группу передач. Ее характеризуют два показателя: число p передач в группе и их передаточные отношения i .

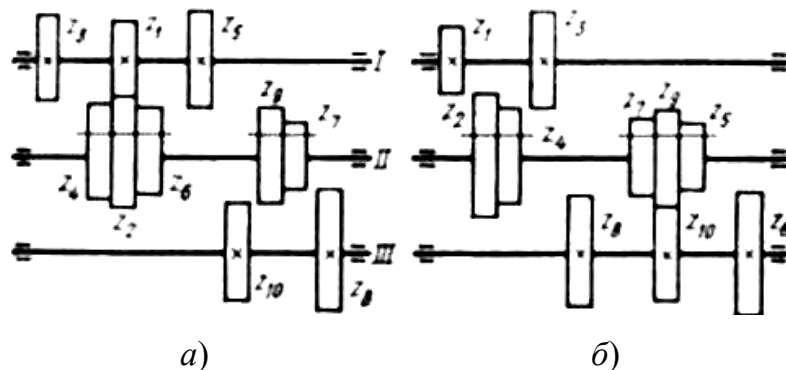


Рис. 2.7. Кинематические схемы коробки передач по структурным формулам:

$$a - z = 6 = 3 \cdot 2; \quad б - z = 6 = 2 \cdot 3$$

В рассматриваемой схеме мы имеем две множительные группы: первая состоит из трех передач (z_1-z_2 , z_3-z_4 , z_5-z_6), вторая – из двух передач (z_7-z_8 , z_9-z_{10}). Порядок чередования групп вдоль кинематической цепи характеризует конструктивный вариант коробки. Его условно можно выразить в виде структурной формулы $z = 6 = 3 \cdot 2$.

На рис. 2.7, б представлена схема шестискоростной коробки передач, имеющей другой конструктивный вариант. Здесь в первой группе две передачи, а во второй – три. Структурная формула для этого варианта $z = 6 = 2 \cdot 3$.

В общем виде число скоростей

$$z = p_a p_b \dots p_m, \quad (2.3)$$

где p_a, p_b, \dots, p_m – числа передач в первой, второй, ... m -й группах.

Число конструктивных вариантов одной и той же структуры равно числу перестановок m групп, т. е.

$$k_{\text{кс}} = \frac{m!}{q!},$$

где q – число групп с одинаковым числом передач.

Для нашего случая $m = 2, q = 1$; следовательно, $k_{\text{кс}} = \frac{1 \cdot 2}{1} = 2$, а $z = 6 = 3 \cdot 2 = 2 \cdot 3$. Если принять число передач в группах 2 и 3, то для двенадцатискоростной коробки $z = 12 = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 2 \cdot 3 \cdot 2 = 2 \cdot 2 \cdot 3$. Поскольку $m = 3$, а $q = 2$, то число конструктивных вариантов $k_{\text{кс}} = \frac{1 \cdot 2 \cdot 3}{1 \cdot 2} = 3$.

Передаточные отношения передач зависят от так называемой характеристики группы, обусловленной кинематическим вариантом включения передач при переходе от одной частоты вращения шпинделя к другой. Вернемся к рис. 2.7, а и примем такой порядок включения: используем все три положения блока $z_1-z_3-z_5$ сначала при зацеплении колес z_7-z_8 , а затем повторим всё сначала, при зацеплении колес z_9-z_{10} . Если n – частота вращения вала I, то ряд частот вращения вала III можно выразить равенствами:

$$n_1 = n \frac{z_1}{z_2} \frac{z_7}{z_8}; \quad n_2 = n \frac{z_3}{z_4} \frac{z_7}{z_8}; \quad n_3 = n \frac{z_5}{z_6} \frac{z_7}{z_8};$$

$$n_4 = n \frac{z_1}{z_2} \frac{z_9}{z_{10}}; \quad n_5 = n \frac{z_3}{z_4} \frac{z_9}{z_{10}}; \quad n_6 = n \frac{z_5}{z_6} \frac{z_9}{z_{10}}.$$

Анализ этих равенств показывает, что при последовательном переключении колес первой группы частота вращения вала III изменяется в φ раз. Переключение же колес второй группы (с n_1 на n_4 и с n_2 на n_5

или с n_3 на n_6) дает увеличение частоты вращения в φ^3 раз. В общем случае при переключении передач в какой-либо группе частота вращения выходного вала (шпинделя) изменяется в φ^x раз. Показатель степени x называется характеристикой множительной группы передач. Для принятого нами кинематического варианта характеристика первой группы передач $x_1 = 1$, а второй группы $x_2 = 3$. Структурную формулу, уточняющую не только конструктивный, но и кинематический порядок, принято записывать так:

$$z = p_{x_1} p_{x_2} p_{x_3} \dots \quad (2.4)$$

Здесь место группы в формуле показывает конструктивный порядок и номер группы, а индекс – ее характеристику. Для нашего примера $z = 6 = 3_1 \cdot 2_3$. Такая запись означает, что первая группа имеет три передачи, а ее характеристика $x = 1$; вторая группа – две передачи, а ее характеристика $x = 3$.

Группу передач, имеющую характеристику $x = 1$, называют основной группой. Величина x не может быть произвольной, за исключением случаев, когда ее изменяют искусственно. Тогда характеристика последующих групп равна числу ступеней скорости совокупности групповых передач, кинематически предшествующих данной группе. Это положение на основании уравнения (2.3) представляется в следующем виде. Если $x = 1$, то:

$$x_2 = p_a, \quad x_3 = p_a p_b, \quad \dots, \quad x_m = p_a p_b \dots p_{m-1}.$$

Например, $z = 8 = 2_1 \cdot 2_2 \cdot 2_4$; $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$; $z = 18 = 3_1 \cdot 3_3 \cdot 2_9$.

Возможны и другие кинематические варианты, например: $z = 12 = 3_1 \cdot 2_6 \cdot 2_3 = 2_3 \cdot 3_1 \cdot 2_6 = 2_6 \cdot 3_1 \cdot 2_3 = 2_3 \cdot 2_6 \cdot 3_1 = 2_6 \cdot 2_3 \cdot 3_1$. Общее их количество равно числу перестановок из m элементов, т. е. $k_{\text{кн}} = m!$. Для нашего случая ($z = 6$) $k_{\text{кн}} = 1 \cdot 2 = 2$.

Общее число возможных вариантов (конструктивных и кинематических) для обычных множительных структур:

$$k = k_{\text{кс}} k_{\text{кн}} = \frac{m!}{q!} m! = \frac{(m!)^2}{q!}.$$

Для шестискоростной коробки передач (рис. 2.7) $m = 2$, $q = 1$, $k = \frac{(1 \cdot 2)^2}{1} = 4$, а варианты $z = 6 = 3_1 \cdot 2_3 = 2_3 \cdot 3_1 = 2_1 \cdot 3_2 = 3_2 \cdot 2_1$.

2.4.2. Графическое изображение множительной структуры

Данный метод основан на условном графическом изображении валов и передач. Проведем две вертикальные линии I и II (рис. 2.8, а). Отложим от линии OO отрезки, равные $\lg n_1, \lg n_2, \lg n_3 \dots$. Через точки 1, 2, 3, ... проведем горизонтальные линии. Вертикали I и II условно изображают валы, а точки 1, 2, 3, ... – их частоты вращения. Число точек на вертикальной линии указывает на количество частот вращения данного вала. Отрезки 1–2, 2–3, 3–4, ... равны $\lg \varphi$.

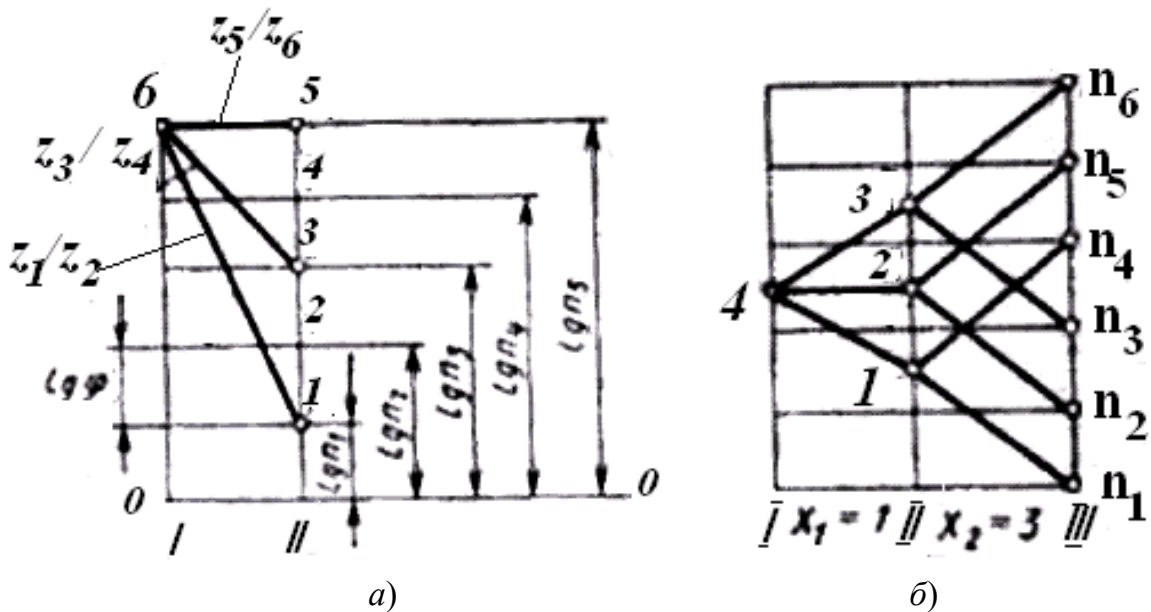


Рис. 2.8. Графическое представление группы передач

Передачи условно изображают прямыми линиями – лучами (например, 6–5, 6–3, 6–1). Концы лучей соединяют с точками, соответствующими частотам вращения ведущего и ведомого валов. Луч 6–1, например, изображает зубчатую передачу $\frac{z_1}{z_2}$. Колесо с z_1 вращается с валом I с частотой n_5 , а колесо с z_2 вращается с валом II с частотой n_1 . Лучи с наклоном (считая снизу вверх) отображают ускорительную передачу, а направленные сверху вниз – замедляющую (редуцирующую) передачу. Передаточное отношение передачи $i = \varphi^{\pm e}$, где e – число интервалов ($\lg \varphi$), на которое отклоняется луч, изображающий передачу. Для ускорительной передачи e имеет положительное значение, для замедлительной – отрицательное.

Пусть лучи 6-1, 6-3 и 6-5 (рис. 2.8, а) отображают для примера группу передач с тройным блоком (например, z_1-z_2 , z_3-z_4 , z_5-z_6 (рис. 2.7, а). Тогда передаточное отношение передач согласно графику будет:

$$\frac{z_1}{z_2} = \varphi^{-4} = \frac{1}{\varphi^4}; \quad \frac{z_3}{z_4} = \varphi^{-2} = \frac{1}{\varphi^2}; \quad \frac{z_5}{z_6} = \varphi^0 = 1.$$

Для каждой группы передач отводится пространство между двумя смежными вертикальными линиями I и II, называемое полем графика. В его пределах параллельные лучи (рис. 2.8, б) отображают одну и ту же передачу.

Характеристика группы $x = e_x$, где e_x – число интервалов между соседними линиями, изображающими передачи данной группы. Например, для нашего случая между лучами 6-1, 6-3 и 6-5 (рис. 2.8, а) заключено по два интервала: следовательно, $x = 2$. В самом деле, при работе передачи $\frac{z_1}{z_2}$ частота вращения вала I соответствует $\lg n_1$, а переключая передачу на $\frac{z_3}{z_4}$, получим $\lg n_3 = \lg n_1 + 2 \lg \varphi = \lg n_1 \varphi^2$, т. е. увеличение частоты вращения в $\varphi^x = \varphi^2$ раз.

Линию OO и откладывание логарифмов частот вращения мы произвели для уяснения принципа. Обычно при построении графиков линию OO не проводят, а точки 1, 2, 3, ... обозначают частоты вращения. Минимальное число вертикальных линий на графиках (по числу валов) равно $m + 1$, а горизонтальных (скорости) – z и больше.

Графический метод кинематического расчета состоит из построения структурной сетки, характеризующей ряд конкретных приводов в общей форме, и по ней – графика частот вращения, уточняющего расчет.

Построим структурную сетку для множительной структуры $z = 6 = 3_1 \cdot 2_3$ (рис. 2.7, а). Проведем три вертикальные линии, соответствующие валам I–III (рис. 2.8, б), и шесть горизонтальных линий, по количеству скоростей вала III. Наносим точки n_1-n_6 , отображающие частоты вращения последнего. Вал I имеет одну частоту вращения; следовательно, на линии I должна быть одна точка 4. Располагаем ее симметрично, как указано на рисунке. Первая группа состоит из трех передач (z_1-z_2 , z_3-z_4 , z_5-z_6); следовательно, из точ-

ки 4 необходимо провести три луча. Поскольку характеристика первой группы передач $x = 1$, расстояние между соседними точками на линии II должно быть равно одному интервалу.

Наносим симметрично точки 1, 2, 3 и соединяем их с точкой 4. Лучи 4-1, 4-2, 4-3 отображают передачи $\frac{z_1}{z_2}, \frac{z_3}{z_4}, \frac{z_5}{z_6}$.

Проводим далее лучи, соответствующие двум передачам второй группы (z_7-z_8, z_9-z_{10}). Так как характеристика $x_2 = 3$, точку 1 соединяем с двумя равноудаленными от нее точками n_1 и n_4 , отстоящими одна от другой на расстоянии трех интервалов. Получим два луча: 1- n_1 и 1- n_4 . Поступаем аналогично с точками 2 и 3, соединяя их с точками n_2, n_5 и n_3, n_6 . Один пучок параллельных лучей изображает передачу $\frac{z_7}{z_8}$, другой — $\frac{z_9}{z_{10}}$.

Пример. Построить структурную сетку для варианта $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$. Минимальное число вертикальных линий будет 4, горизонтальных — 12 (рис. 2.9).

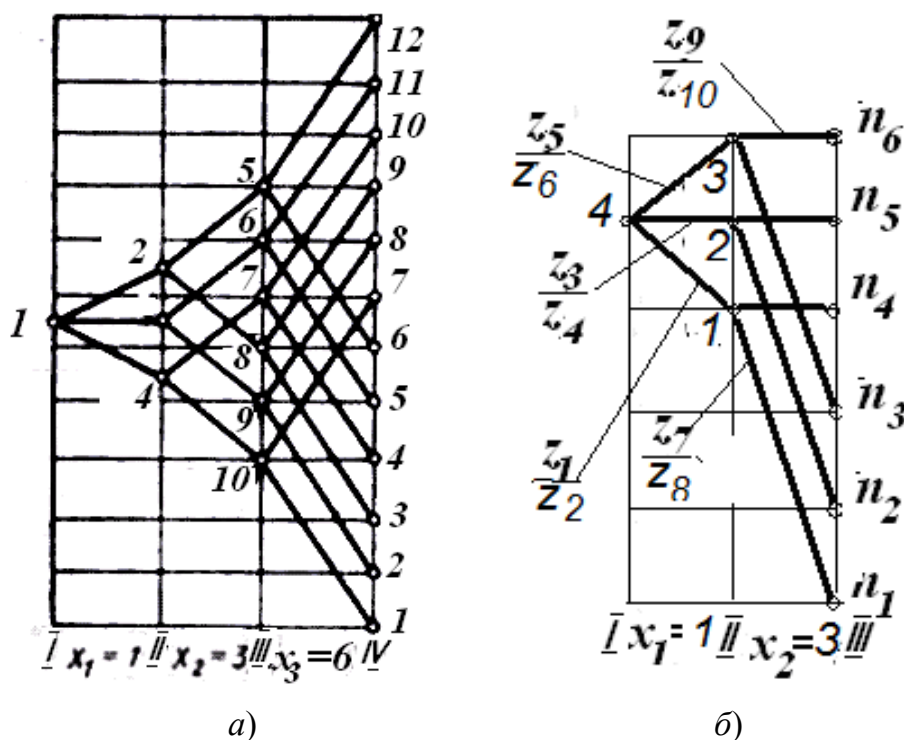


Рис. 2.9. Структурная сетка для варианта $z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$ (а), график частот вращения $z = 3_1 \cdot 2_3$ (б)

На линии I располагаем точку 1. Поэтому на линии II, на расстоянии одного отрезка, симметрично точке 1 наносим точки 2, 3, 4 и соединяем их с точкой 1. Для второй группы $p_1 = 2, x_2 = 3$. На линии III наносим точки 5 и 8 симметрично точке 2 на расстоянии трех отрезков и соединяем их с точкой 2. Аналогично поступаем с точками 6 и 9, 7 и 10 по отношению к точкам 3 и 4. Для третьей группы $p_1 = 2, x_3 = 6$. Соединяем точку 5 с равноудаленными точками 12 и 6 на валу III и т. д.

Для определения передаточных отношений передач необходимо по структурной сетке построить график частот вращения.

Условием для задания передаточного отношения является предпочтительность передач 1 : 1. С другой стороны, средством уменьшения радиальных размеров служит равенство $i_{\min} i_{\max} = 1$, что приводит к симметричному расположению лучей. Используя для примера указанные условия в отношении структурной сетки, изображенной на рис. 2.8, б, точку 4 размещаем на уровне n_5 , а точку 3 переносим на самый верх (рис. 2.9, б). Точки 1–2 располагаем, сохраняя расстояние их от точки 3, как на структурной сетке. Соединим, по предыдущему, точки лучами и, обозначив передачи, получим график частот вращения.

Передаточные отношения передач первой и второй групп:

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{\varphi}; \quad \frac{z_3}{z_4} = 1; \quad \frac{z_5}{z_6} = \varphi \quad \text{и} \quad \frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{\varphi^3}; \quad \frac{z_9}{z_{10}} = 1.$$

Практически принятые условия не всегда выполнимы. Поэтому по одной структурной сетке можно построить несколько вариантов графиков частот вращения (см. ниже).

Пример. Построить график частот вращения по структурной сетке, изображенной на рис. 2.9. Проводим четыре вертикальные и 12 горизонтальных линий (рис. 2.10, а). Наносим точку 1 на уровне n_{11} и точки 2 и 5 на уровне n_{12} . Точки 3 и 4 располагаем на том же расстоянии от точки 2, что и на структурной сетке. Аналогично поступаем с точками 6, 7, 8, 9 и 10. Соединяя точки лучами, как на структурной сетке, получим график частот вращения.

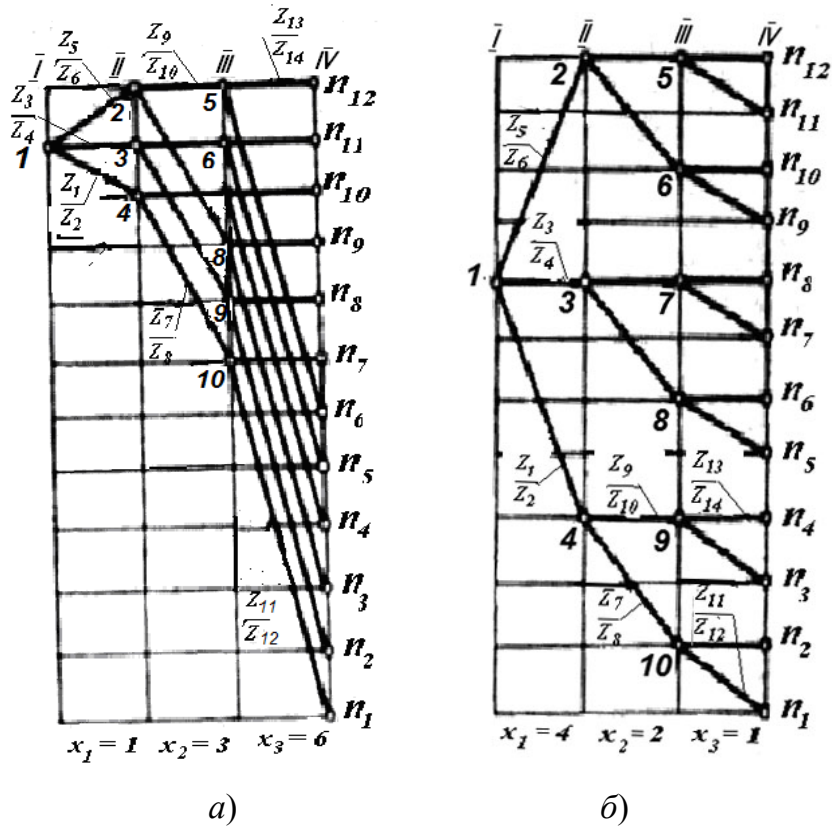


Рис. 2.10. График частот вращения для вариантов:
 $a - z = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_0$; $b - z = 3_4 \cdot 2_2 \cdot 2_1$

Если заранее известен структурный вариант коробки скоростей, то график частот вращения можно построить без построения структурной сетки.

2.4.3. Использование графов при моделировании кинематики станков

Графом называется фигура, состоящая из точек и линий, соединяющих эти точки. Точки называются вершинами, а линии, их соединяющие, называются дугами или ребрами графа. Ребро называется ориентированным, если на нем имеется стрелка, указывающая, из какой вершины оно исходит и в какую вершину входит. Если такой стрелки нет на ребре, то оно называется неориентированным. На рис. 2.11, *a* приведены примеры ориентированного и неориентированного ребер E .

Граф называется ориентированным или неориентированным в зависимости от названий ребер. Если пару вершин можно соединить несколькими ребрами, то такие ребра называются кратными (рис. 2.11, *б*). Последовательность ребер E , в которой два соседних ребра имеют общую вершину, называется маршрутом U . На рис. 2.11, *в* ребра E_1 и E_2

имеют общую вершину 2, а ребра E_2 и E_3 имеют общую вершину 3. Маршрут $U = E_1 + E_2 + E_3$. Если начало и конец маршрута находятся в одной вершине, то такой маршрут называется циклическим (рис. 2.11, з). Если в каждом маршруте каждое ребро встречается только по одному разу, то такой маршрут называется цепью. Если цепь замкнута, т. е. начинается и оканчивается в одной и той же вершине, то она называется циклом. Если каждую вершину можно соединить с любой другой вершиной некоторой цепью, то граф называется связным.

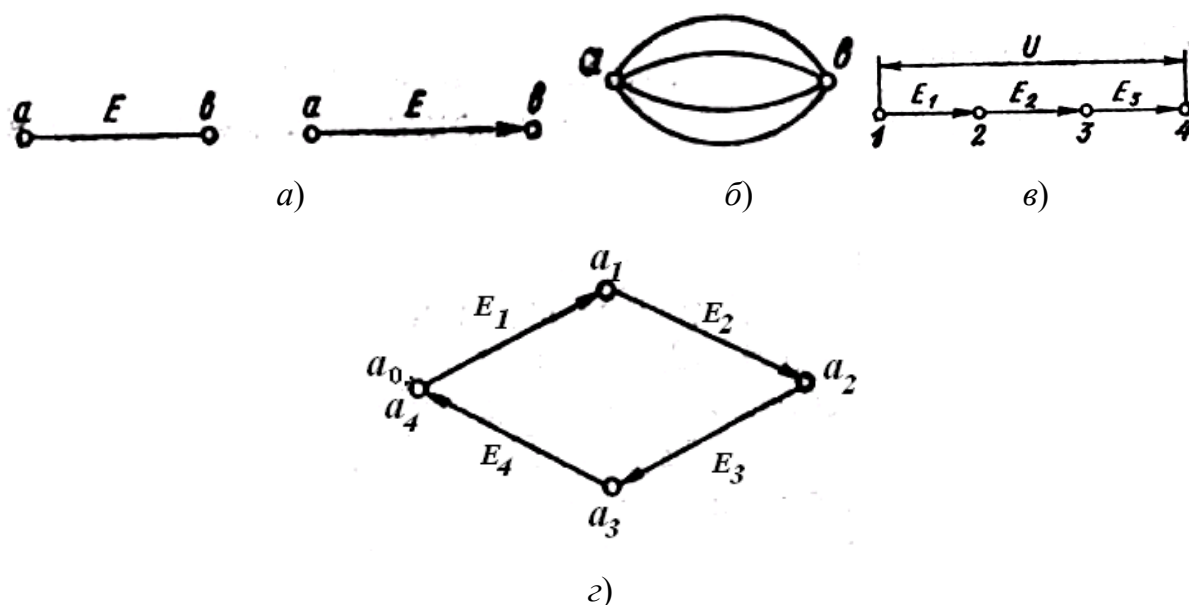


Рис. 2.11. Эскизы графов:

a – неориентированные и ориентированные ребра графа;

b – кратные ребра; v – маршрут графа;

z – циклический граф

Связной граф, не содержащий циклов и не имеющий кратных ребер, называется деревом. Для каждой пары вершин существует единственная соединяющая их цепь. Для того чтобы построить дерево, необходимо выбрать какую-либо вершину A_0 (рис. 2.12) и из нее провести ребра к вершинам A_1 , A_2 и A_3 , а из них провести ребра к A_{11} , A_{12} , A_{13} и т. д. Первоначально выбранная вершина A_0 называется корнем дерева.

Построение дерева может начинаться с любой вершины, поэтому любая вершина может служить корнем дерева.

Так как дерево не имеет циклов, то различные цепи (ветви), выходящие из A_0 , будут изолированы друг от друга как ветви настояще-

го дерева. Каждая ветвь такого графа должна иметь последним ребро с конечной вершиной, из которой уже не выходит ни одного ребра. Поэтому дерево с n вершинами имеет всегда $(n - 1)$ ребро.

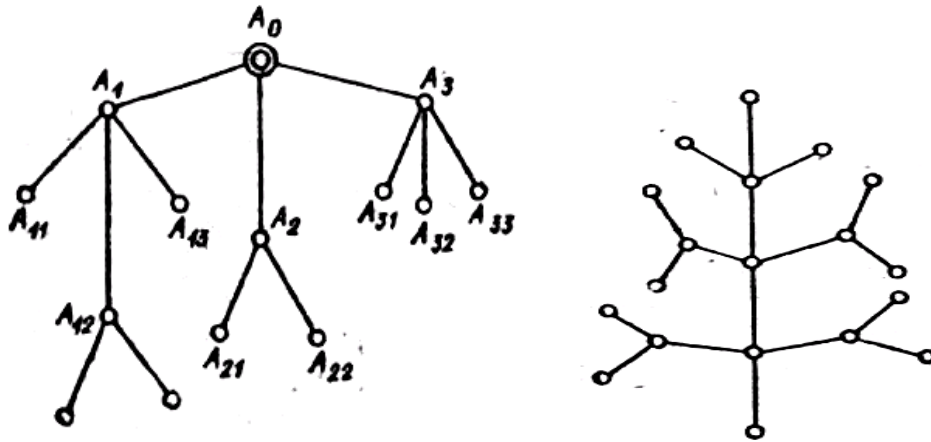


Рис. 2.12. Два вида графа-дерева

Если принять валы за вершины, передачи между ними за ребра, то используя график частот, можно построить направленный граф привода.

Пример. Построить графы приводов для графиков частот, изображенных на рис. 2.9 и 2.10.

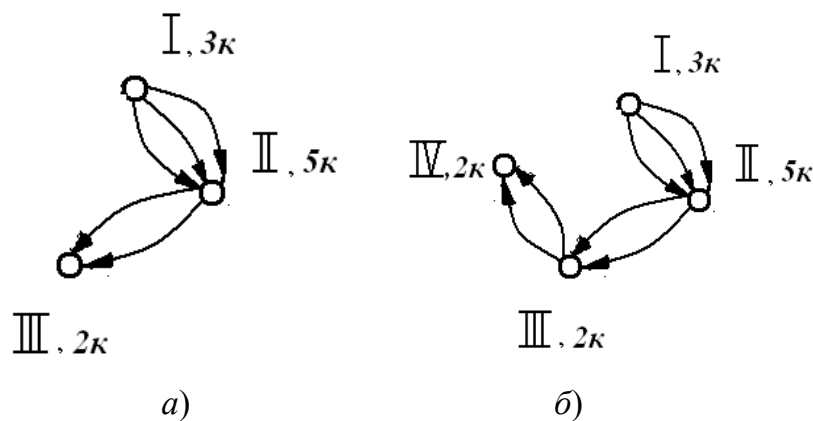


Рис. 2.13. Графы приводов:

a – для графика частот рис. 2.9; $б$ – для графика частот рис. 2.10

Построение начинаем с вершины, отражающей вал двигателя, которую связываем тремя ребрами со второй вершиной, отражающей второй вал (рис. 2.13). Затем связываем вторую вершину с третьей двумя лучами (рис. 2.13).

2.4.4. Оптимальный вариант множительной структуры

Из всех возможных конструктивных и кинематических вариантов наивыгоднейшим следует признать тот, который обеспечивает наименьшее число передач и групп, малые радиальные и осевые размеры. Если z – число скоростей, определяемое уравнением (2.3), то наименьшее количество передач $s_m = p_a + p_b + \dots + p_m$ возможно при условии, если каждое слагаемое правой части уравнения будет минимальным. Поскольку p_a, p_b, \dots, p_m – целые числа (больше единицы), минимальное значение могут иметь только простые числа – 2 и 3. Поэтому число передач в группах принимают равным 2 или 3.

Из уравнения (2.3) следует, что при заданном z и минимальном числе передач в группах увеличивается количество групп m , а следовательно, и валов. При уменьшении числа групп возрастает количество передач в группах. Из всех возможных конструктивных и кинематических вариантов структуры с выбранным числом групп наиболее выгодным следует признать тот, который обеспечивает наименьшие размеры и массу.

Масса зубчатых колес, смонтированных на одном валу, будет наименьшей при минимальной разнице в их размерах. Этим требованиям наилучшим образом отвечает основная группа, так как передаточные отношения передач здесь незначительно отличаются друг от друга. В силу этого целесообразна структура, у которой основная группа содержит наибольшее количество передач. На основании уравнения (2.3) необходимо, чтобы $p_a > p_b > \dots > p_m$. Например, из трех вариантов $z = 12 = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 2 \cdot 3 \cdot 2 = 2 \cdot 2 \cdot 3$ наилучшим является первый – $z = 12 = 3 \cdot 2 \cdot 2$; для $z = 18 = 3 \cdot 3 \cdot 2 = 3 \cdot 2 \cdot 3 = 2 \cdot 3 \cdot 3$ наилучшим будет $z = 18 = 3 \cdot 3 \cdot 2$.

Величина передаваемых ведомым валом крутящих моментов обратно пропорциональна передаточным отношениям передач. Практически выгодно применять кинематический порядок, при котором передаточные отношения в группах уменьшаются по мере приближения к шпинделю, достигая в последней группе предельного значения. В этом случае первые валы работают при более высоких скоростях, с меньшими нагрузками, имеют меньшие диаметры и модули зубчатых колес. Вместе с тем промежуточные валы не должны работать при очень больших угловых скоростях, так как при этом возрастают потери холостого хода и износ деталей.

Указанные условия выполнимы, если первая группа будет основной, а характеристики остальных групп передач возрастают по мере приближения к шпинделю, т. е. если в уравнении (2.4) $x_1 < x_2 < \dots < x_m$. Поэтому при построении графиков частот вращения необходимо следить за тем, чтобы минимальные передаточные отношения в группах постепенно уменьшались по мере приближения к шпинделю. На рис. 2.10 приведены графики частот вращения двух противоположных вариантов: $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$ (рис. 2.10, а) и $z = 12 = 3_4 \cdot 2_2 \cdot 2_1$ (рис. 2.10, б). Частоты вращения валов одинаковы. Графики дают наглядное представление о целесообразности варианта а.

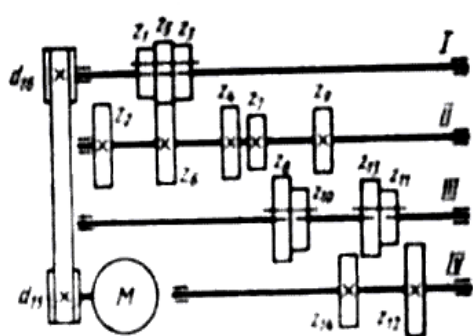
Из рассмотрения графиков частот вращения (рис. 2.10) следует, что величина передаточного отношения передач в группах зависит от их количества p , характеристики x и знаменателя ряда φ . С целью ограничения радиальных размеров для зубчатых передач главного движения установлены пределы: для прямозубых $i_{\min} \geq \frac{1}{4}$, $i_{\max} \leq 2$; для косозубых $i_{\min} \geq \frac{1}{4}$, $i_{\max} \leq \frac{2}{5}$; для механизмов подачи $i_{\min} \geq \frac{1}{5}$, $i_{\max} \leq \frac{2}{8}$. Для гитар сменных колес допускают $i_{\max} \leq 4$.

Передаточные отношения, выраженные через φ , приближенно могут быть представлены в виде простых дробей:

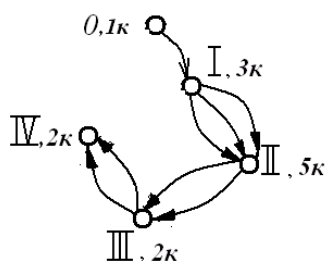
$$\begin{aligned} \frac{1}{1,26} &\approx \frac{4}{5}; & \frac{1}{1,26^2} &\approx \frac{7}{11}; & \frac{1}{1,23^3} &\approx \frac{1}{2}; & \frac{1}{1,26^4} &\approx \frac{2}{5}; & \frac{1}{1,26^5} &\approx \frac{19}{60} \approx \frac{16}{50}; \\ \frac{1}{1,26^6} &\approx \frac{1}{4}; & \frac{1}{1,41} &\approx \frac{5}{7}; & \frac{1}{1,41^2} &\approx \frac{1}{2}; & \frac{1}{1,41^3} &\approx \frac{19}{53} \approx \frac{16}{45}; & \frac{1}{1,41^4} &\approx \frac{1}{4}; \\ & & \frac{1}{1,58} &\approx \frac{7}{11}; & \frac{1}{1,58^2} &\approx \frac{2}{5}; & \frac{1}{1,58^3} &\approx \frac{1}{4}. \end{aligned}$$

Эти данные позволяют заключить, что передаточные отношения, не выходящие за пределы $i_{\min} = \frac{1}{4}$, возможны в том случае, если линии, изображающие передачи, отклоняются на графике частот вращения не более чем на шесть интервалов для $\varphi = 1,26$, на четыре интервала для $\varphi = 1,41$ и на три интервала для $\varphi = 1,58$.

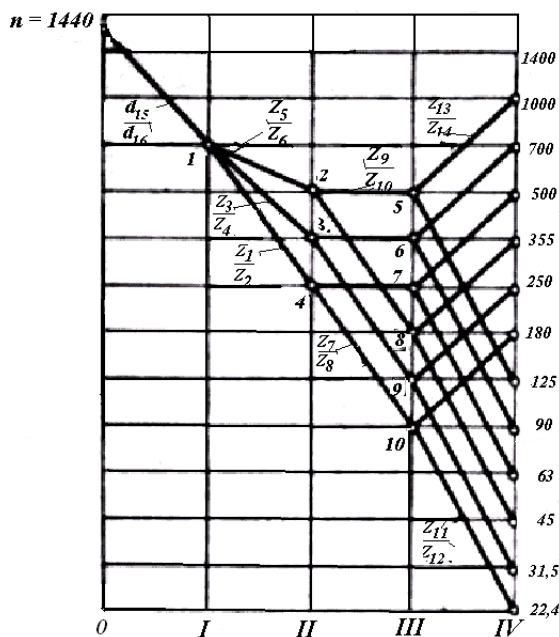
Пример. Определить передаточные отношения передач коробки скоростей со структурой $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_4$ (рис. 2.14).



а)



б)



в)

Рис. 2.14. Схема двенадцатискоростной коробки передач: а – кинематическая схема; б – граф привода; в – график частот

Строим график частот вращения (рис. 2.14, в). Из графика имеем:

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{\varphi}; \quad \frac{z_3}{z_4} = 1; \quad \frac{z_5}{z_6} = \varphi;$$

$$\frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{\varphi^3}; \quad \frac{z_9}{z_{10}} = 1; \quad \frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{1}{\varphi^6}; \quad \frac{z_{13}}{z_{14}} = 1.$$

Передача $\frac{z_{11}}{z_{12}}$ имеет минимальное передаточное отношение. Его

величина зависит от значения φ . Рассмотрим три случая:

1. $\varphi = 1,26$. Наименьшее передаточное отношение $\frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{4}$

не выходит за пределы допустимых значений. Следовательно, график пригоден для расчета.

2. $\varphi = 1,41$. Здесь $\frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{8} < \frac{1}{4}$ выходит за пределы ограниче-

ния. Для $\varphi = 1,41$ луч $10 - n_1$ (рис. 2.10, а) может отклоняться не более чем на четыре интервала. Поэтому откорректируем график, не нарушая структуры, и сместим точки 5, 6, 7, 8, 9 и 10 на два интервала (рис. 2.14).

Тогда получим $\frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{4}$. При этом появляется ускорительная передача. Максимальное передаточное отношение $\frac{z_{13}}{z_{14}} = \varphi^2 = 2$ – в пределах допустимого.

Аналогично поступаем с точками 2, 3 и 4. Их достаточно сместить на два интервала. Тогда $\frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{\varphi^1}$; $\frac{z_9}{z_{10}} = 1$. Точку 1 можно сместить на один интервал. В этом случае:

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{\varphi^3}; \quad \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{2}; \quad \frac{z_5}{z_6} = \frac{1}{\varphi} = \frac{5}{7}.$$

Примем электродвигатель с $n = 1440$ об/мин = 24 об/с (рис. 2.14). Вал I коробки скоростей вращается с частотой 700 об/мин = 11,67 об/с (рис. 2.14). Передаточное отношение ременной передачи с учетом коэффициента проскальзывания $\eta_p = 0,98$:

$$\frac{d_{15}}{d_{16}} = \frac{11,67}{24} \frac{1}{0,98} = 0,5.$$

3. $\varphi = 1,58$. Если аналогично предыдущему сместить точки 5, 6, 7, 8, 9 и 10 (рис. 2.10, а) на три интервала, то $\frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{4}$; а $\frac{z_{13}}{z_{14}} = \varphi^3 = 4 > 2$, что недопустимо. Поэтому данную множительную структуру использовать в таком виде нельзя.

2.5. Коробки скоростей сложной структуры

Приводы со сложной структурой содержат всегда два вала. Общее число скоростей привода раскладывается на простые слагаемые.

Пример. Необходимо построить структурную сетку и график частот привода сложной структуры, у которого $z = 6$. Тогда варианты могут быть: $z = 6 = 2_1 + 2_1 + 2_1 = 3_1 + 3_1 = 4_1 + 2_1 = 3_1 + 2_1 + 1$ и т. д. Для построения графика частот принимаем, что частота вращения двигателя соответствует n_6 , а $\varphi = 1,26$. График частот для этого варианта представлен на рис. 2.15, б.

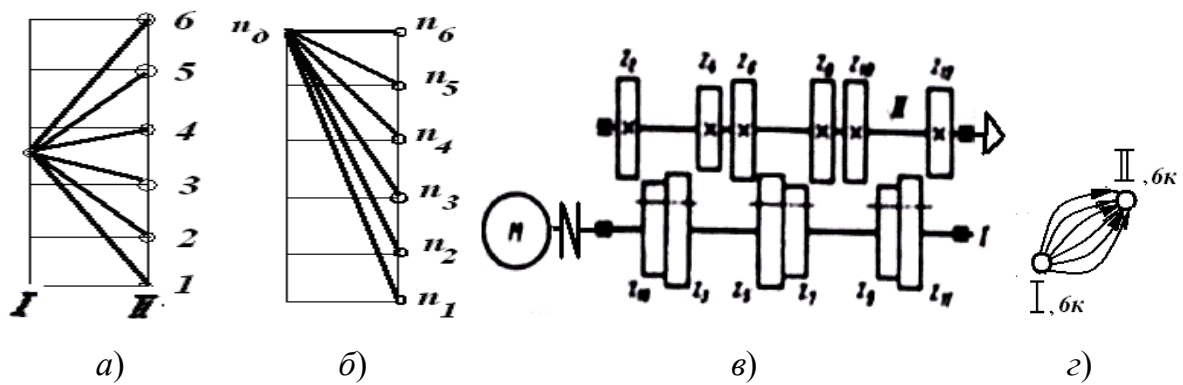


Рис. 2.15. Структурная сетка (а), график частот вращения (б), кинематическая схема (в) и граф привода (г) коробки скоростей сложной структуры

Для разработки кинематической схемы выберем вариант структурной формулы $z = 6 = 2_1 + 2_1 + 2_1$, т. е. используем двойные блоки (рис. 2.15, в).

2.6. Коробки скоростей смешанной структуры

Обычная множительная структура, состоящая из одной кинематической цепи с последовательным соединением групп передач, является наиболее простой. Смешанные структуры – структуры, состоящие из двух или более кинематических цепей, каждая из которых является обычной множительной структурой. Одна из этих цепей (короткая) предназначена для высоких скоростей привода, другие (более длинные) – для низких скоростей.

Общее число скоростей привода для структуры, состоящей из двух цепей, $z = z'_M + z''_M$ (z'_M, z''_M – число ступеней первой и второй кинематических цепей). Если цепи имеют одинаковые группы передач (по количеству и характеристике), то их можно объединить в общую цепь. Пусть z_o – число скоростей общих передач, $z'_M = z_o$, а $z''_M = z_o z_d$; тогда $z = z'_M + z''_M = z_o + z_o z_d = z_o(1 + z_d)$. Общую часть структуры z_o , используемую для получения всех скоростей, называют основной, z_d – дополнительной.

Для объединения составляющих структур в одну – смешанную, в схему привода вводят соединительные передачи. Наиболее распространенные принципиальные схемы соединения двух структур представлены на рис. 2.16. Верхнюю область регулирования скоростей вращения шпинделя получают при помощи основной структуры z_o и передают

движение на шпиндель I , через зубчатую передачу z_1-z_2 (рис. 2.16, *а*) или через муфту I (рис. 2.16, *б*). Нижнюю область регулирования обеспечивают последовательным соединением основной z_o и дополнительной z_d структур соединительной передачей (на схеме показано условно).

На рис. 2.16, *в* условно показана принципиальная структура, состоящая из трех кинематических цепей: основной z_o и двух дополнительных z_{d1} и z_{d2} .

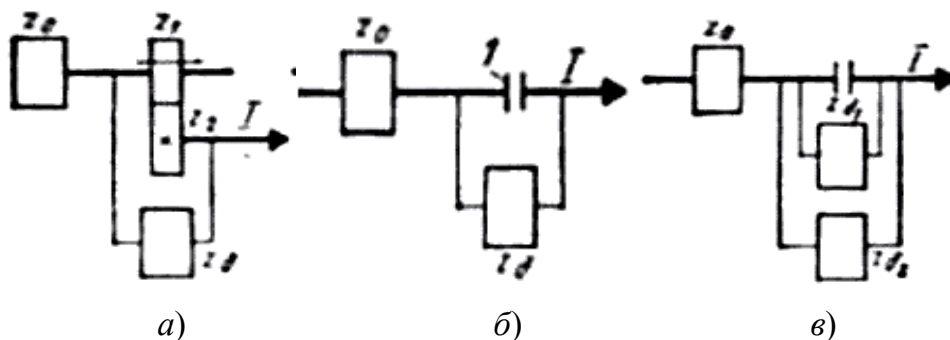


Рис. 2.16. Структурные схемы:

а – с прямой зубчатой передачей; *б* – с прямой передачей, обеспечиваемой муфтой; *в* – с двумя дополнительными группами передач

Смешанные структуры обладают рядом достоинств. Они могут обеспечить большое число скоростей при широком диапазоне регулирования.

На рис. 2.17 приведена схема коробки скоростей со смешанной структурой. Здесь сложены две кинематические цепи, структуры которых: $z'_m = p_a p_b$ и $z''_m = p_a p_b p_c p_d$. Группы колес p_a и p_b являются общими и поэтому образуют основную структуру $z_o = p_a p_b$; они вращают полый вал III. Далее движение шпинделю V от первой цепи передается с помощью муфты, а от второй цепи – через колеса $z_{11}-z_{12}$ и $z_{13}-z_{14}$. Общее число скоростей привода:

$$z = z'_m + z''_m = p_a p_b (1 + p_c p_d).$$

Для нашего случая $p_a = 3_1$; $p_b = 2_3$ и $p_c = p_d = 1$. Поэтому $z = 3_1 \cdot 2_3 (1_0 + 1 \cdot 1) = 12$.

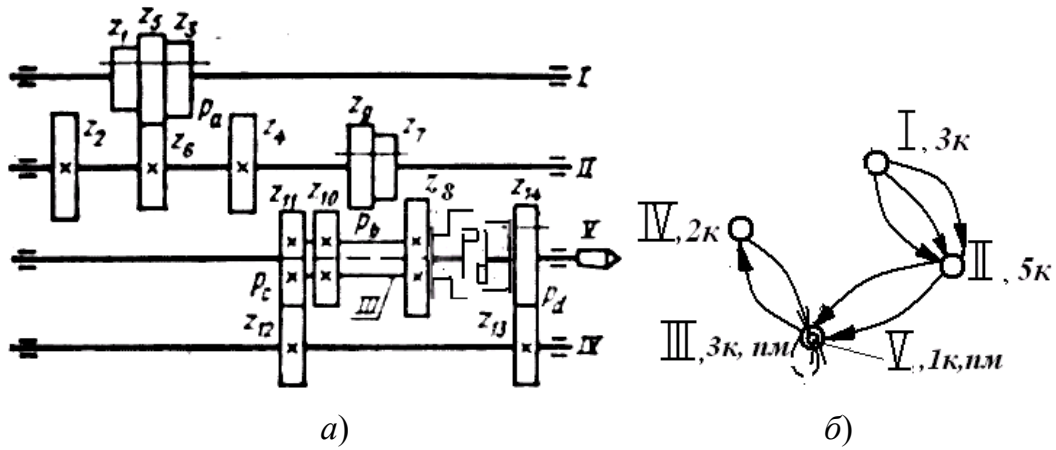


Рис. 2.17. Схема коробки скоростей смешанной структуры $z = 3_1 \cdot 2_3(1_0 + 1 \cdot 1) = 12$ (а) и ее граф (б)

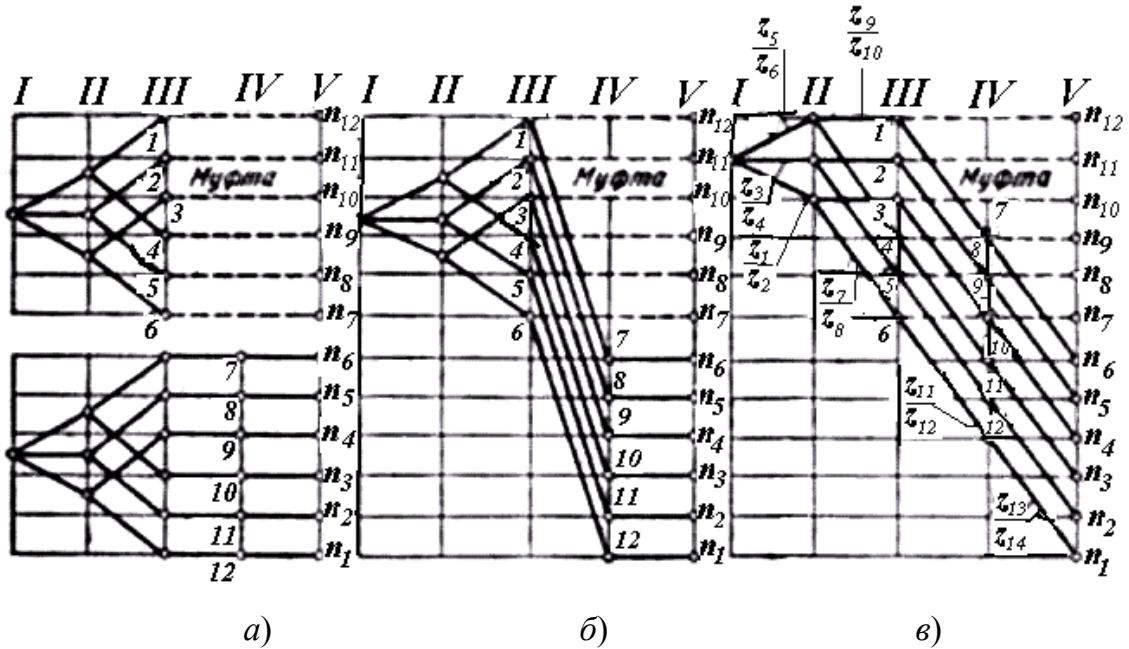


Рис. 2.18. Структурные сетки (а, б) и график частот вращения (в) коробки скоростей смешанной структуры $z = 3_1 \cdot 2_3(1_0 + 1 \cdot 1) = 12$

На рис. 2.18, а представлены отдельно структурные сетки для каждой структуры. Первая обеспечивает ряд n_7-n_{12} , вторая ряд n_1-n_6 . Условимся муфты изображать штриховым лучом (на структурной сетке он может занимать любое положение, на графике частот вращения – только горизонтальное). Тогда все точки, изображающие частоты вращения вала III, соединим горизонтальными штриховыми лучами с точками n_7-n_{12} вала V. Первые две группы передач (3_1 и 2_3) у обеих структур одинаковы. Принимаем их как общие и придаем

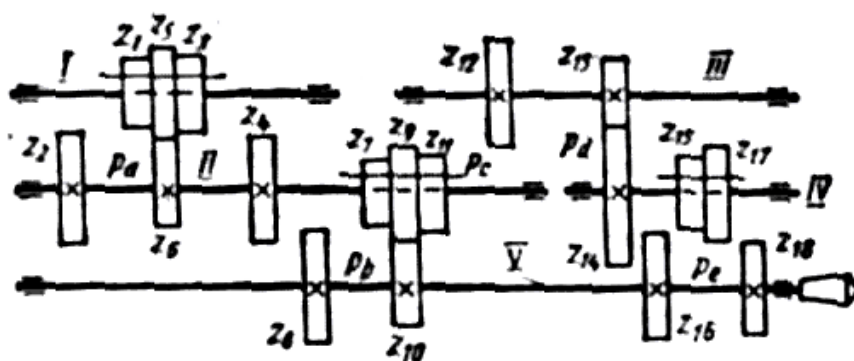
первой структуре $z_0 = z'_m$. Наносим последнюю на сетку (рис. 2.18, б). Точки, изображающие частоты вращения вала III, располагаются в верхней части графика. Соединяем их штриховыми линиями с точками n_7-n_{12} . Из них же проводим лучи, изображающие соединительную передачу $1-7, 2-8, \dots, 7-n_6, 8-n_5 \dots$.

На рис. 2.19 приведена другая схема коробки скоростей со смешанной структурой.

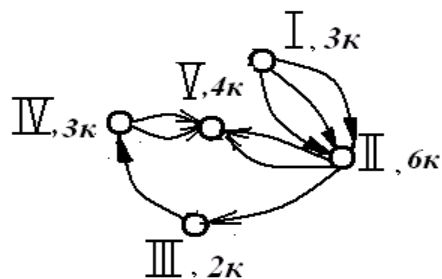
Вращение от вала I к валу II сообщает группа колес p_a . Далее движение на шпиндель V передается по двум цепям: при левом и среднем положениях блока $z_7-z_9-z_{11}$ — через передачи z_7-z_8 или z_9-z_{10} (группа p_b); при правом положении блока — группой передач p_c, p_d и p_e . Таким образом, число скоростей:

$$z = z'_m + z''_m = p_a(p_b + p_c p_d p_e).$$

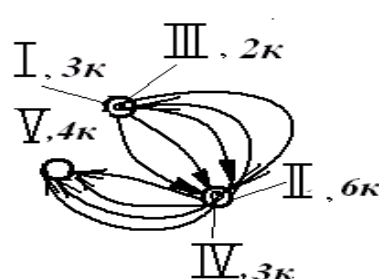
Для нашего случая: $p_a = 3_1$; $p_b = 2_3$; $p_c = 1$; $p_d = 1$ и $p_e = 2_3$. Следовательно, $z = 3_1(2_3 + 1 \cdot 1 \cdot 2_3) = 12$.



а)



б)



в)

Рис. 2.19. Кинематическая схема (а) граф привода с несоосными (б) и соосными (в) валами коробки скоростей смешанной структуры $z = 3_1(2_3 + 1 \cdot 1 \cdot 2_3) = 12$

Пример. Построим график частот вращения шпинделя коробки, схема которой изображена на рис. 2.19.

Построим сначала структурные сетки отдельно для каждой структуры (рис. 2.20, а): $z'_M = 3_1 \cdot 2_3$ и $z''_M = 3_1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2_3$. Первая группа передач общая для обеих структур. Придаем ее структуре $z'_M = 3_1 \cdot 2_3$, для которой строим смешанную структурную сетку (рис. 2.20, б).

Оставляя на месте точки 5, 6 и 7 (рис. 2.20, а), строим сетку для второй структуры. Соединим точки 2, 3, 4 с точками 5, 6, 7 и получим линии, изображающие соединительную передачу. По смешанной структурной сетке строим обычным способом график частот вращения (рис. 2.20, в), который позволяет определить передаточные отношения всех передач. В зависимости от значения φ он может быть, при необходимости, откорректирован.

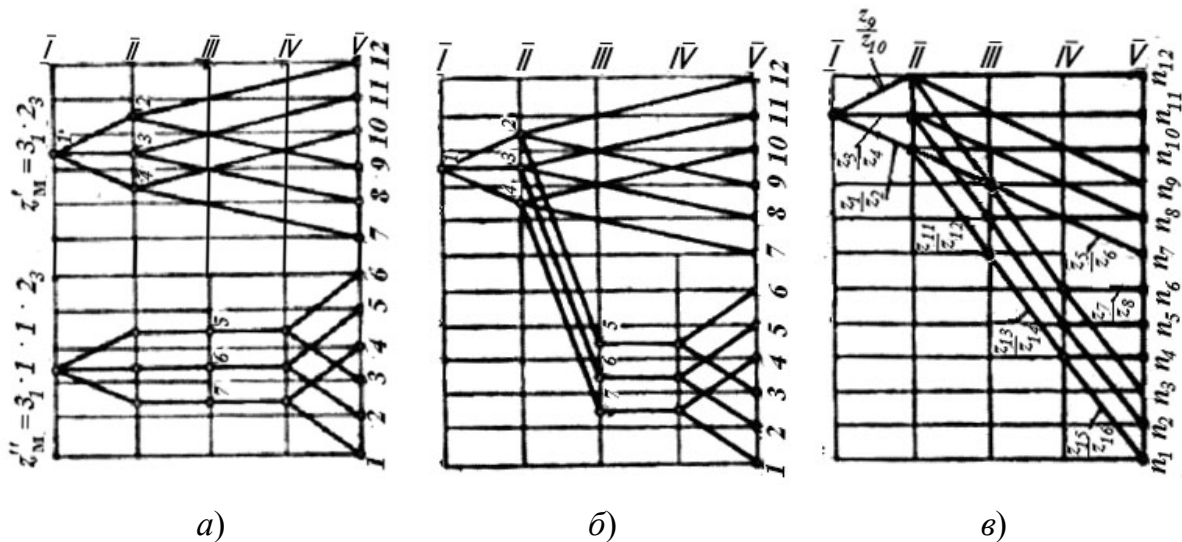


Рис. 2.20. Структурные сетки (а, б) и график частот вращения (в) шпинделя коробки скоростей смешанной структуры $z = 3_1(2_3 + 1 \cdot 1 \cdot 2_3) = 12$

Высокие скорости передаются короткими кинематическими цепями, что уменьшает потери мощности и повышает КПД. Это видно на графиках, показанных на рис. 2.18 и 2.20: верхняя область частот вращения осуществляется цепью, состоящей только из двух групп. И наконец, смешанные структуры дают возможность получить любое число скоростей, не только кратное 2 и 3, например: $z = 2(1 + 3 \cdot 2) = 14$; $z = 3(1 + 3 \cdot 2) = 21$; $z = 3 \cdot 2(1 + 2 \cdot 2) = 30$ и т. д.

Количество вариантов смешанных структур может быть очень большим.

2.7. Особые множительные структуры

В ряде случаев целесообразно, отклоняясь от классических принципов, упрощать схему привода. Длительная работа станка без изменения частоты вращения шпинделя позволяет использовать в качестве множительной группы звено настройки со сменными колесами. Последние обычно включены в цепь постоянных передач в зависимости от степени редукции или в коробку передач с сравнительно малым количеством скоростей. Например, в коробке, представленной на рис. 2.21, первая группа состоит из сменных колес a – b , а вторая и третья содержит по две пары передач. Следовательно, имеется возможность ступенчатого регулирования частоты вращения шпинделя путем переключения блоков, а установка сменных колес смещает область регулирования вдоль ряда частот вращения.

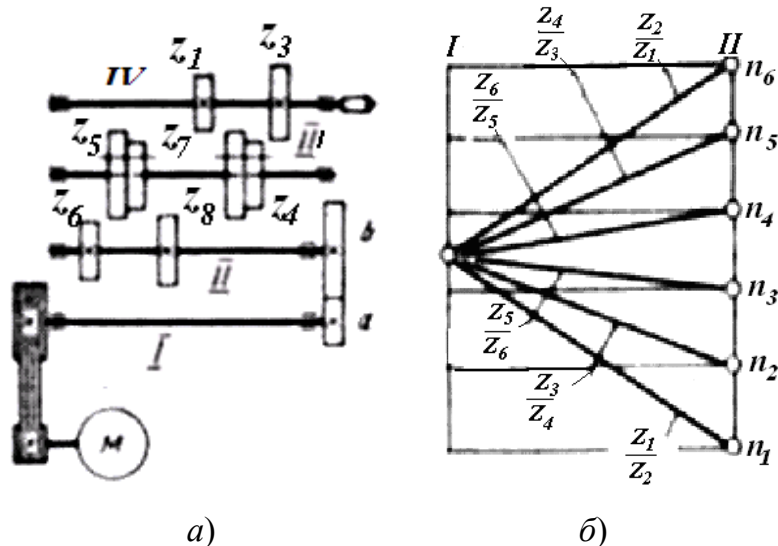


Рис. 2.21. Привод главного движения со сменными колесами:
 a – кинематическая схема; b – график частот вращения сменных колес

Сменные колеса желательно размещать в первой основной группе, так как число пар колес может быть большим (2–10). Сменные колеса следует подбирать так, чтобы каждая пара могла быть использована дважды, с переменной мест ведущего и ведомого колес. Поэтому нет необходимости иметь пару колес с $i = 1$. График частот вращения нужно строить по возможности симметричным (рис. 2.21).

Если принять для коробки скоростей (рис. 2.21, a) $p_{см} = 4$, то число скоростей при этой простой схеме $z = 4_1 \cdot 2_4 \cdot 2_8 = 16$.

2.7.1. Приводы с наложенными частотами

Если необходимо применить обычную множительную структуру, а разложить на простые множители общее количество скоростей не удастся, тогда принимается большее количество скоростей, которое раскладывается на простые множители, а необходимое количество скоростей обеспечивается изменением характеристик групп передач. Путем искусственного уменьшения характеристик можно с некоторыми отклонениями сохранить желаемую структуру.

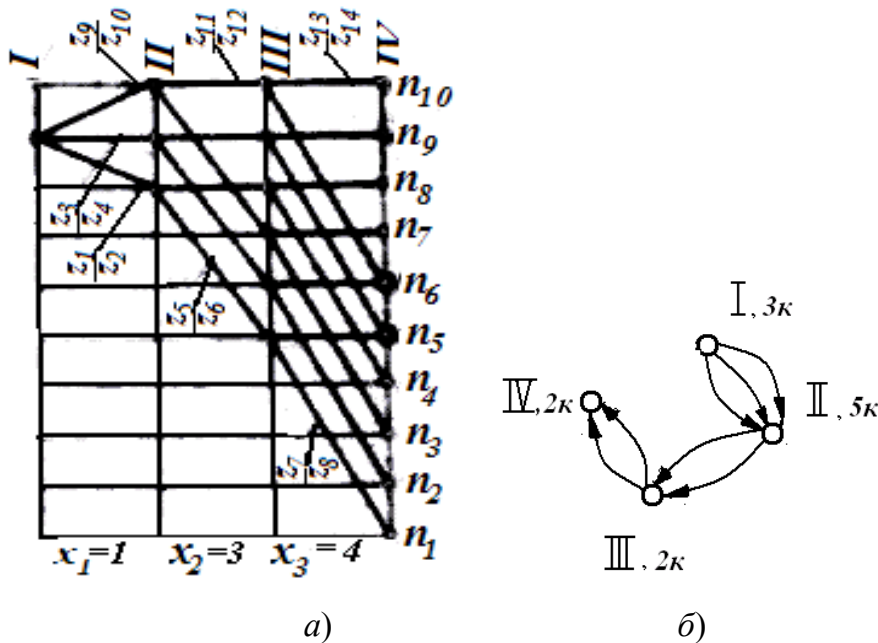


Рис. 2.22. График частот вращения шпинделя с наложенными частотами (а), граф привода (б)

Например, необходимо спроектировать кинематическую схему для привода с $z = 10$ с множительной структурой. Принимаем $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$ и уменьшаем характеристику последней группы передач на два интервала, тогда $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_4$ (рис. 2.22).

2.7.2. Приводы с расширенным диапазоном частот

Используя $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$, увеличим характеристики первой и второй групп до значения $x_1 = 2$ и $x_2 = 5$. Структура примет вид $z = 12 = 3_2 \cdot 2_5 \cdot 2_6$. Строим график частот вращения (рис. 2.23). Он свидетельствует о сохранении минимального передаточного отношения и одновременно о расширении диапазона регулирования (φ^{15})

путем исключения отдельных скоростей в нижней и верхней частях ряда, где знаменатель принимает величину ϕ^2 . Если, например, $\phi = 1,26$, то диапазон регулирования при обычном кинематическом варианте: $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 3_6$ и $D = 1,26^{11} \approx 14$, а в данном случае: $z = 12 = 3_2 \cdot 2_5 \cdot 2_6$ и $D = 1,26^{15} \approx 32$.

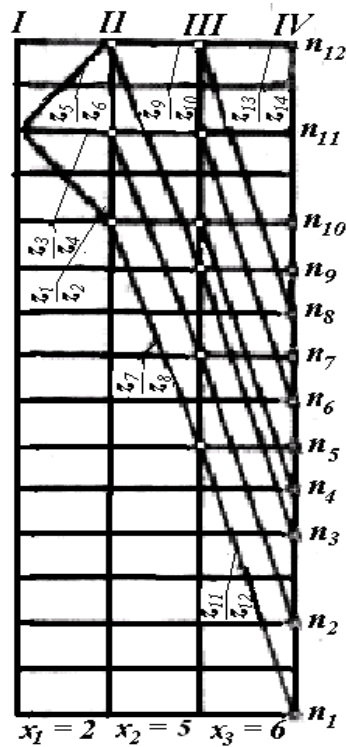


Рис. 2.23. График частот вращения шпинделя коробки скоростей с измененными характеристиками передач

2.7.3. Коробки скоростей со связанными колесами

Такие приводы применяют для уменьшения количества зубчатых колес и осевых размеров коробок скоростей. Сущность данного метода заключается в следующем. Пусть коробка скоростей, изображенная на рис. 2.24, а, имеет две группы передач: z_1-z_2 , z_3-z_4 , z_5-z_6 и z_7-z_8 , z_9-z_{10} , $z_{11}-z_{12}$. Если подобрать числа зубьев колес z_2 и z_9 так, чтобы они были одинаковыми ($z_2 = z_9$), то представляется возможным оба колеса объединить в одно z_{2-9} (рис. 2.24, б). Оно одновременно принадлежит и первой, и второй группам, работает в качестве и ведомого и ведущего звена. Подобные колеса называют *связанными*.

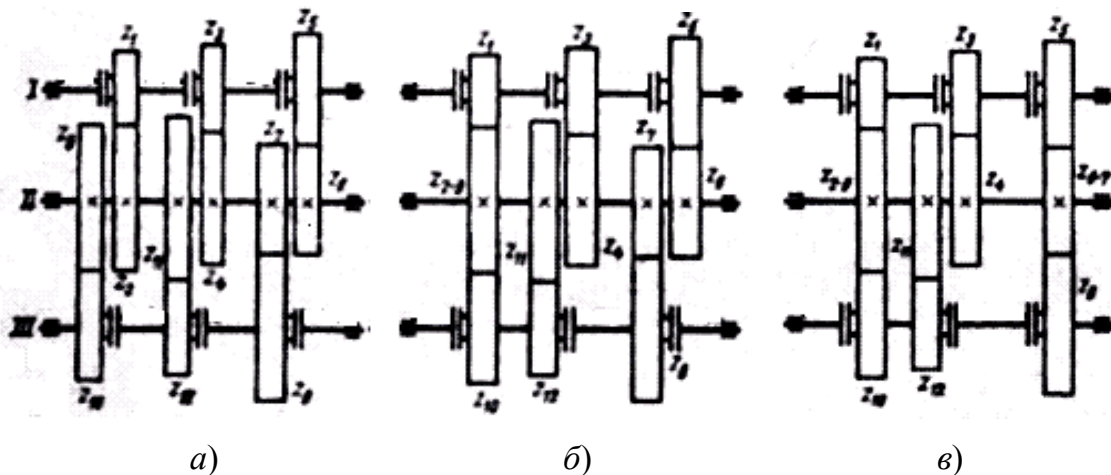


Рис. 2.24. Схемы коробок скоростей:
 а – без связанных колес; б – с одним связанным колесом;
 в – с двумя связанными колесами

Пусть i_A и i_B представляют собой передаточные отношения передач, содержащих связанное колесо. Обозначим через e'_1 и e'_2 наибольшее количество интервалов, понижающих передач на графике частот вращения, пересекемое лучами первой и второй групп передач (рис. 2.25). Для получения минимальных габаритов должно быть: при $e'_1 = e'_2$, $i_A i_B = 1$; при $e'_1 < e'_2$, $i_A i_B < 1$; при $e'_1 > e'_2$, $i_A i_B > 1$. Если связанным колесом является минимальное, то

$$i_A i_B = \varphi^{e'_1 - e'_2}. \quad (2.5)$$

Расчеты показали, что при $e'_2 < e'_1$ можно уменьшить величину $i_A i_B$ до значения

$$i_A i_B = \varphi^{e'_1 - e'_2 - 1} \quad (2.6)$$

при условии меньшего передаточного отношения i_A .

Таким образом, выбор варианта связывания заключается в следующем. Если передачи, содержащие связанное колесо, в первой и второй группах симметричны, т. е. $e'_1 = e'_2$ (рис. 2.25, а), то для расчета принимается условие (2.5). Если передача замедленная, то при $e'_1 < e'_2$ (рис. 2.25, б) из формул (2.5) и (2.6) выбирается та, в которой i_A имеет меньшее значение. При $e'_1 > e'_2$ принимается условие (2.5). Покажем это на примерах.

Пример 1. Произвести расчет коробки скоростей с одним связанным колесом (рис. 2.24, б) по данным: $z = 3_1 \cdot 3_3$; $\varphi = 1,26$.

1. График частот вращения приведен на рис. 2.25, а.

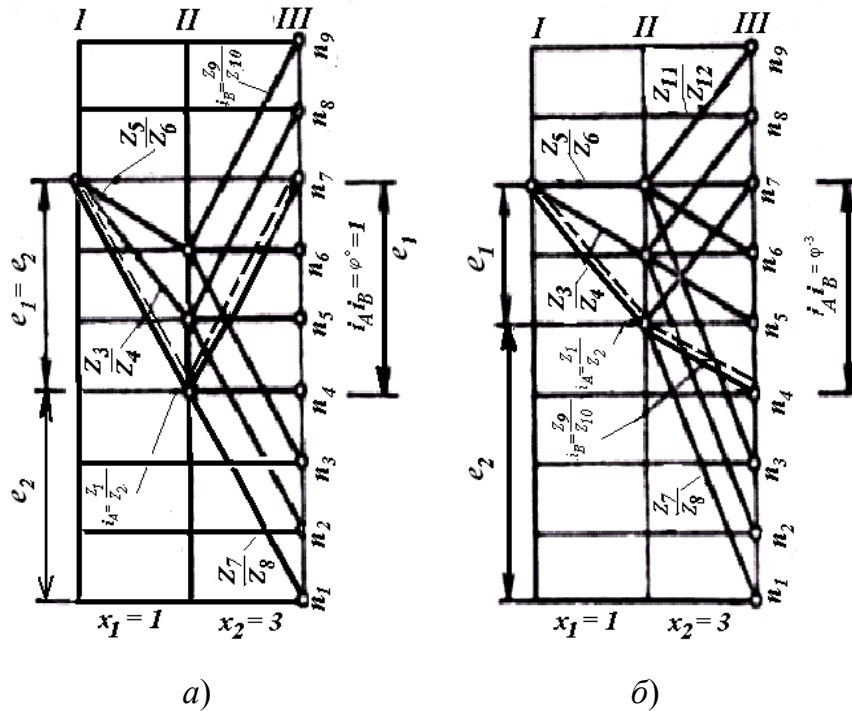


Рис. 2.25. Графики частот вращения механизмов с одним связанным колесом

2. На графике видно, что $e'_1 = e'_2 = 3$; следовательно, применяем уравнение (2.5):

$$i_A i_B = \varphi^{e_1 - e_2} = \varphi^{1-3} = 1.$$

3. Передачами для связывания могут быть $i_A = \frac{z_1}{z_2}$ и $i_B = \frac{z_9}{z_{10}}$ (на графике обозначены штриховой линией).

4. Передаточные отношения передач определяем по графику на рис. 2.25, а.

5. Числа зубьев колес первой группы находим обычно: $z_1 = 18$; $z_2 = 36$; $z_3 = 21$; $z_4 = 33$; $z_5 = 24$; $z_6 = 30$.

6. Числа зубьев колес второй группы определяем из условия наличия колеса $z_2 = 36$. Из графика $\frac{z_9}{z_{10}} = \varphi^3 = 2$. Следовательно, $z_{11} = 36$, $z_{12} = 18$.

Остальные числа зубьев определяем на основании передаточных отношений передач, полученных по графику, и найденной суммы зубьев.

Пример 2. Произвести расчет коробки скоростей с одним связанным колесом (рис. 2.24, б) по данным $z = z_1 \cdot z_3$; $\varphi = 1,41$.

1. График частот вращения представлен на рис. 2.25, б.

2. На графике видно, что $e'_1 = 2$, а $e'_2 = 4$, т. е. $e'_1 < e'_2$. По уравнению (2.5) имеем:

$$i_A i_B = \varphi^{e'_1 - e'_2} = \varphi^{2-4} = \varphi^{-2}.$$

Связанными колесами должны быть $\frac{z_3}{z_4}$ и $\frac{z_9}{z_{10}}$. По уравнению (2.6):

$$i_A i_B = \varphi^{e'_1 - e'_2 - 1} = \varphi^{2-4-1} = \varphi^{-3}.$$

Связанными должны быть колеса $\frac{z_1}{z_2}$ и $\frac{z_9}{z_{10}}$. Поскольку во вто-

ром случае $i_A = \frac{z_1}{z_2} < \frac{z_3}{z_4}$ (рис. 2.25, б), то для расчета надо принять

уравнение (2.6), т. е. $i_A = \frac{z_1}{z_2}$ и $i_B = \frac{z_9}{z_{10}}$. На рис. 2.25 эти передачи отмечены штриховой линией.

3. Определяем числа зубьев колес первой группы известным способом: $z_1 = 20$; $z_2 = 40$; $z_3 = 25$; $z_4 = 35$; $z_5 = z_6 = 30$.

4. Число зубьев колес второй группы найдем, уже имея $z_2 = 40 = z_9$, как в предыдущем примере.

На рис. 2.24, в показана схема с двумя связанными колесами, полученная путем объединения колес z_2 с z_9 и z_6 с z_7 (рис. 2.24, б). При этом значительно сокращаются осевые размеры передачи. Но такие механизмы при обычных расчетах обеспечивают геометрический ряд частот вращения при числе зубьев колес, выходящим за принятые пределы.

2.8. Коробки скоростей с многоскоростными электродвигателями

В многоскоростном электроприводе применяют двух- и трехскоростные электродвигатели трехфазного переменного тока.

Из регулируемых электродвигателей трехфазного переменного тока в основном применяют двухскоростные со знаменателем ряда $\varphi = 2$. При данном способе регулирования приемный вал коробки скоростей

получает две угловые скорости, и число механических скоростей в связи с этим сокращается вдвое: $z_1 = z : 2$. Помимо упрощения механической части привода, появляется возможность переключения скорости на ходу.

Двухскоростной электродвигатель можно условно рассматривать как «электрическую группу», состоящую из двух передач. Характеристика x_3 группы может быть найдена, исходя из следующих рассуждений. Поскольку скорость вращения шпинделя при переключении электродвигателя с меньшей частотой вращения на большую увеличивается вдвое ($z_3 = 2 = \varphi^{x_3}$), то характеристика $x_3 = \lg 2 : \lg \varphi$. Для стандартных значений φ характеристика x_3 принимается следующей:

φ	1,12	1,26	1,41	2
x_3	6	3	2	1

Для получения нормальной структуры привода без перекрытия частот вращения необходимо выбирать такую структуру коробки скоростей, при которой $\varphi_3 = 2$. Поэтому от выбранного значения знаменателя ряда φ будет зависеть структурная сетка. При расчете это не всегда удается выполнить и может иметь место совпадение скоростей.

Пример 1. Дано: $z = 12$; $\varphi = 1,26$. В качестве электропривода применен двухскоростной электродвигатель трехфазного переменного тока с $z_3 = 2$. Требуется построить структурную сетку.

1. Для $\varphi = 1,26$ характеристика $x_3 = 3$; следовательно, в структурной формуле ее изображает множитель 2_3 .

2. Известную нам структурную формулу $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$ можно для рассматриваемого случая переписать как $z = z_3 z_k = 2_3 \cdot 3_1 \cdot 2_6$. Отсюда следует, что коробка скоростей должна иметь структуру $z_k = 3_1 \cdot 2_6$.

3. Строим график частот (рис. 2.26, а). Первая группа – «электрическая» с $x_3 = 3$. Наносим на линии I точки 1 и 2 на расстоянии трех интервалов. От каждой точки строим обычным способом сетки для структуры $z_k = 6 = 3_1 \cdot 2_6$ (на рисунке они выделены различными линиями). Частоты вращения n_1, n_2, n_3, n_7, n_8 и n_9 получаются при минимальной частоте вращения электродвигателя n_{\min} , а $n_4, n_5, n_6, n_{10}, n_{11}$ и n_{12} – при максимальной частоте вращения $n_{\max} = 2n_{\min}$.

Пример 2. Дано: $z = 12$ и $\varphi = 1,41$. Построить график частот.

1. Поскольку $\varphi = 1,41$, а характеристика $x_3 = 2$, то в структурной формуле ее изображает множитель 2_2 , а это может быть в варианте $z = 12 = 2_1 \cdot 2_2 \cdot 3_4$.

2. Строим график частот (рис. 2.26, в) для $\varphi = 1,41$.

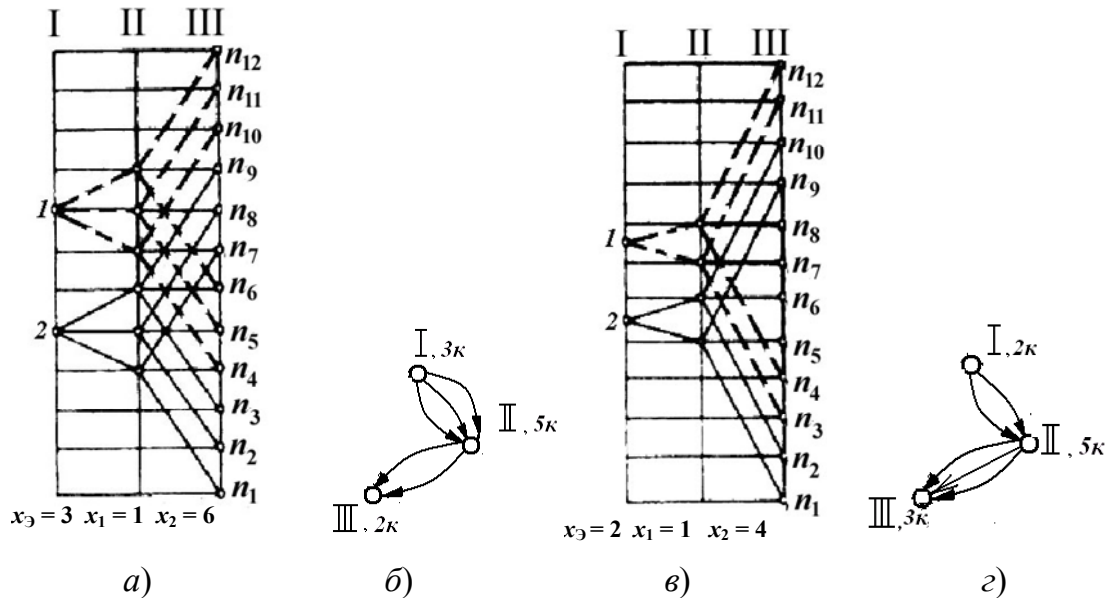


Рис. 2.26. Графики частот и графы коробки скоростей с двухскоростным электродвигателем для $z = 2_3 \cdot 3_1 \cdot 2_6$ (а и б) и $z = 2_2 \cdot 2_1 \cdot 3_4$ (в и г)

2.9. Расчет чисел зубьев колес

Число зубьев колес группы передач обусловлено межосевым расстоянием A , которое должно быть одинаковым для всех передач одной группы, и передаточным отношением, выраженным в форме

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{a}{b}; \quad \frac{z_3}{z_4} = \frac{c}{d}; \quad \dots, \quad (2.7)$$

где a, b, c, d, \dots – целые числа.

Модули зацепления прямозубых передач, нормальные модули и углы наклона зубьев косозубых колес в пределах одной группы чаще всего одинаковы. Следовательно, сумма зубьев

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = \dots = \frac{2A}{m_i} = \sum_z = \text{const.} \quad (2.8)$$

Исходя из условий компактности передач, величину $\sum z$ и наименьшее число зубьев z_{\min} в приводах главного движения ограничивают в пределах $\sum z \leq 100-120$, $z_{\min} = 18-20$, в механизмах подачи $z_{\min} = 16$, в механизмах управления $z_{\min} = 14$, у реечных колес $z_{\min} = 10-12$. Величину $\sum z$ обычно принимают наименьшей допустимой с учетом числа зубьев наименьшего зубчатого колеса группы (z_{\min}). Для сменных колес привода установлено три значения $\sum z$: 72, 90 и 120.

Решая уравнения (2.7) и (2.8) относительно чисел зубьев, получим для прямозубых колес

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= \frac{\sum z}{a+b} a; z_2 = \frac{\sum z}{a+b} b; \\ z_3 &= \frac{\sum z}{c+d} c; z_4 = \frac{\sum z}{c+d} d, \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

где z_1, z_2, z_3, z_4 – целые числа.

Это условие выполнимо, если $\sum z$ – наименьшее кратное сумм $a+b, c+d, \dots$. Отсюда вытекает правило для определения чисел зубьев. Находят суммы $a+b, c+d, \dots$, определяют наименьшее кратное и подставляют его вместо $\sum z$ в равенство (2.9). Может оказаться, что числа зубьев получатся недопустимо малыми или большими. В первом случае их можно увеличить в целое число раз, во втором – уменьшить. При уменьшении могут появляться дробные числа зубьев. Округляя их до целого значения, отбросив дроби, изменяют $\sum z$. Поэтому такие передачи подвергают коррекции.

Если группа передач состоит из колес с разным модулем, в равенствах (2.9) величину $\sum z$ заменяют величиной $\frac{2A}{m_i}$. При наличии косозубых передач с одинаковым нормальным модулем в зависимости от задания используют известную зависимость

$$\sum z = \frac{2A}{m_n} \cos \beta,$$

где m_n – нормальный модуль; β – угол наклона зуба.

Подставляя значение $\sum z$ в уравнения (2.9), получим искомые числа зубьев.

Точность кинематических расчетов в любом случае должна гарантировать отклонение расчетных частот вращения шпинделя от теоретических в пределах допуска. Для этого достаточно, чтобы относительная величина отклонения общего передаточного отношения кинематической цепи привода не выходила за пределы.

Корректирование зубчатых колес способствует повышению контактной и изгибной прочности рабочей поверхности зубьев, выравниванию и уменьшению максимальных удельных скольжений. Производить коррекцию рекомендуется: а) в случае изменения чисел зубьев при заданном межцентровом расстоянии, с целью более рационального принятия параметров передачи; б) для повышения долговечности и нагрузочной способности передач, при отступлении от нормального межцентрового расстояния; в) во избежание подрезания зубьев у колес с $z < 18$.

2.10. Приводы с бесступенчатым регулированием скорости

2.10.1. Фрикционные вариаторы

Применение бесступенчатых передач в приводах металлорежущих станков дает возможность повысить их производительность на 25–50 %. Известны три основных вида бесступенчатых передач: механические, электрические и гидравлические. Из всего многообразия механических бесступенчатых передач наибольшее распространение получили фрикционные вариаторы как наиболее простые по принципу действия. Вариаторы служат для плавного (бесступенчатого) изменения на ходу угловой скорости ведомого вала при постоянной угловой скорости ведущего. Во фрикционных передачах мощность передается силами трения, возникающими между рабочими поверхностями. Нормальные реакции, обеспечивающие прижатие рабочих поверхностей, перпендикулярны к перемещению и не участвуют в передаче мощности.

Существует много разнообразных конструкций фрикционных вариаторов. На рис. 2.27 представлены некоторые схемы фрикционных вариаторов.

В зависимости от геометрических и конструктивных особенностей каждый тип передачи имеет целесообразный диапазон регулирования. Проектирование передачи с диапазоном, превышающим целесообразный, значительно снижает показатели работы: КПД и долговечность передачи.

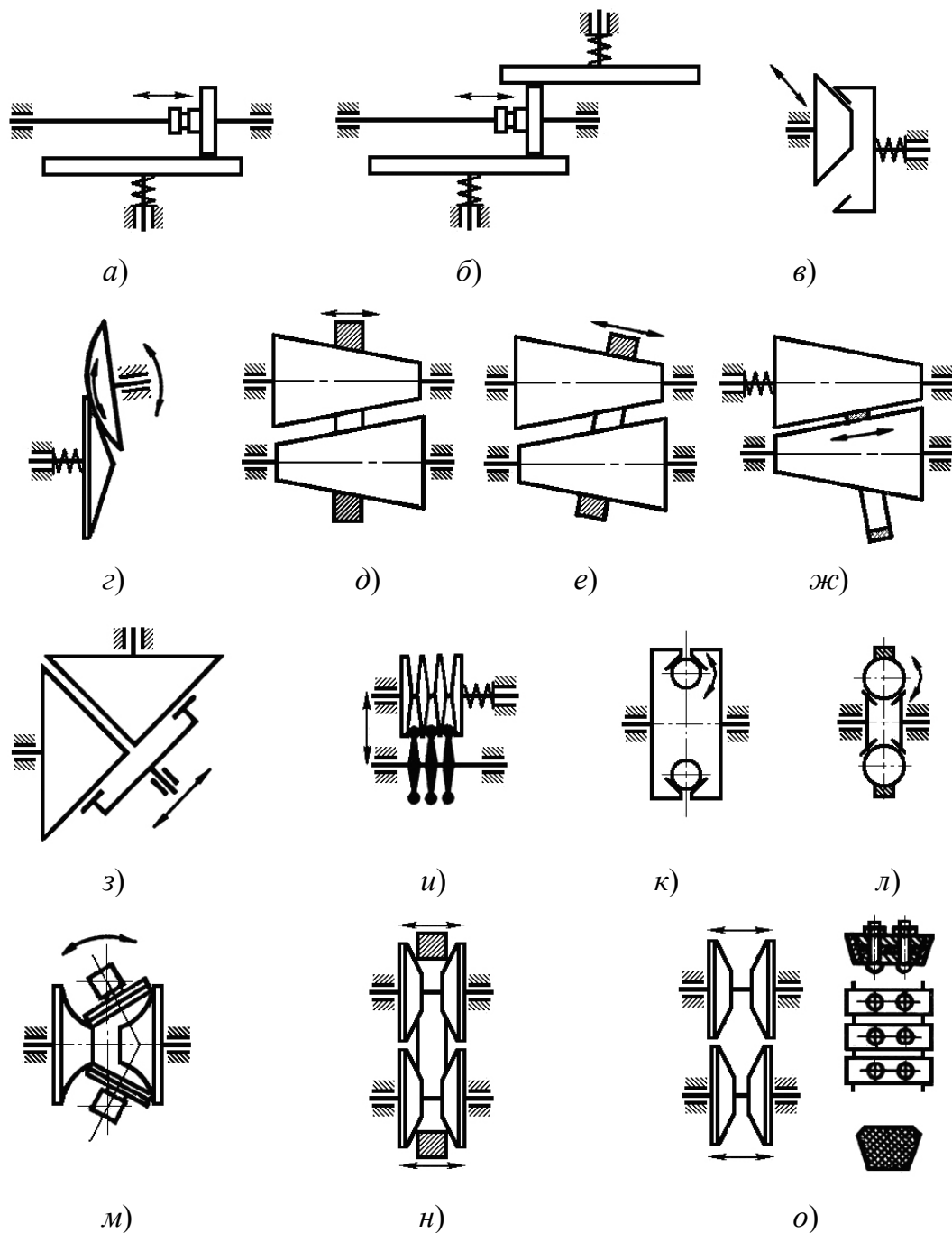


Рис. 2.27. Схемы фрикционных вариаторов:
a – лобового; *б* – сдвоенного лобового; *в* – простого конусного;
г – с телами вращения шар–конус; *д*, *е* – конусного
с параллельными осями; *ж* – с гибким промежуточным кольцом;
з – конусного с перпендикулярными осями; *и* – многодискового;
к, *л* – шарового; *м* – торового; *н* – с раздвижными дисками
и жестким кольцом; *о* – с раздвижными дисками
для колодочных и клиновых ремней

Фрикционные вариаторы, нашедшие практическое применение, разделяются на два типа: с непосредственным контактом ведущего колеса с ведомым (рис. 2.27, а, в, г, и) и с промежуточным элементом (рис. 2.27, б, д–з, к–о).

В вариаторах первого типа в большинстве случаев одно из колес имеет постоянный диаметр. Регулируемое колесо может быть как ведущим, так и ведомым. Изменение рабочего диаметра его достигается относительным перемещением колес.

В вариаторах с промежуточным элементом регулирование может производиться изменением: диаметров обоих колес при неизменном диаметре промежуточного элемента (рис. 2.27, б, д–з, м–о); радиусов качения промежуточного элемента при постоянных диаметрах ведущего колеса и ведомого (рис. 2.27, к, л).

Передачи последнего типа являются по существу двухступенчатыми, что позволяет расширить диапазон регулирования.

В вариаторостроении преимущественно применяют сочетания следующих материалов фрикционных пар: при работе в масле – закаленная сталь по закаленной стали твердостью $HRC > 60$ (шарикоподшипниковые стали типа ШХ15, стали 18ХГТ, 18ХНВА, 65Г и др.). Колеса из твердозакаленной стали обеспечивают минимальные габариты и высокий КПД передачи, но требуют тщательного изготовления, монтажа и хорошей отделки рабочих поверхностей. При работе всухую применяют пластмассы, резину по стали.

Эти пары отличаются более высоким коэффициентом трения в сравнении со стальными и, следовательно, работают с меньшими усилиями нажатия. Они менее требовательны к точности изготовления, монтажа и тщательности обработки рабочих поверхностей, но КПД их ниже. Шум при работе меньше, чем при стальных колесах, габаритные размеры передач несколько больше.

Из пластмасс широкое применение получил текстолит. Находят применение также специальные фрикционные пластмассы с асбестовым и целлюлозным наполнителем. Пластмассовыми и резиновыми обычно изготавливают бандажные фрикционные колеса. При выполнении фрикционных пар из разных материалов ведущее колесо следует изготавливать из менее прочного материала во избежание образования выработок на ведомом колесе при возможных пробуксовках.

В табл. 2.1 приведены обобщенные значения коэффициентов трения для различных фрикционных пар.

Коэффициенты трения фрикционных пар

Материал пары трения	Условия работы	Коэффициент трения f
Сталь по стали	В масле	0,015–0,05
Сталь по стали	Без смазки	0,10–0,18
Сталь по чугуну	То же	0,15–0,20
Сталь или чугун по коже	»	0,20–0,35
Сталь или чугун по резине	»	0,35–0,45
Сталь или чугун по фибре	»	0,20–0,35
Сталь по полимерным материалам:		
– текстолиту	»	0,20–0,35
– КФ-2	»	0,30–0,42
– ФК-16Л	»	0,25–0,35
– ФК-24А	»	0,25–0,32

Для обеспечения контактной усталостной прочности фрикционных тел необходимо выполнить условие $\sigma_n \leq [\sigma_n]$, где $[\sigma_n]$ – допускаемое контактное напряжение по критерию усталости рабочих поверхностей. Для проектного расчета $[\sigma_n]$ можно приблизительно принимать в зависимости от твердости поверхностного слоя:

- (26–28) НВ, МПа (среднеуглеродистые улучшенные стали с одинаковой прочностью по всему объему);
- (22–26) HRC₃, МПа (легированные стали с поверхностной термообработкой);
- (1,5–1,8) НВ, МПа (чугун и пластмассы);
- (50–80), МПа (текстолит).

Диапазон регулирования механических бесступенчатых вариаторов зависит от схемы и конструкции вариатора и может составлять от $R_B \approx 2-4$ (вариаторы с широким клиновым ремнем и раздвижными конусами) до $R_B \approx 10-25$ (цепные, шариковые вариаторы). Чаще всего $R_B \approx 4-6$.

Для компенсации проскальзывания во фрикционных вариаторах и обеспечения некоторого перекрытия соседних диапазонов принимают:

$$\varphi_c = kR_B,$$

где $k < 1$.

В этом случае диапазон регулирования ступенчатой коробки:

$$R_c = (kR_B)^{z-1},$$

а диапазон регулирования всего привода:

$$R_{\Pi} = R_c R_B = k^{z-1} R_B^z.$$

Из последнего выражения можно определить число ступеней скорости коробки:

$$z = \frac{\lg(kR_{\Pi})}{\lg(kR_B)}.$$

Пример. Рассчитать привод главного движения с бесступенчатым регулированием. Минимальная частота вращения шпинделя 50 об/мин, максимальная 1350 об/мин, частота вращения двигателя 1250 об/мин и мощность 5,5 кВт.

Для обеспечения бесступенчатого регулирования принимаем торовый вариатор, работающий без смазки, количество роликов – 2, материал роликов – текстолит ($[\sigma_H] = 80$ МПа, $E = 6 \cdot 10^3$ МПа), материал чашек – сталь-45 ($E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа).

Кинематический расчет привода

Диапазон регулирования приводом:

$$R_{\Pi} = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{3150}{50} = 63.$$

Принимаем диапазон регулирования вариатором: $R_B = 4$.

Диапазон регулирования ступенчатой коробкой:

$$R_c = \frac{R_{\Pi}}{R_B} = \frac{63}{4} = 15,75.$$

Принимаем коэффициент перекрытия соседних диапазонов:
 $k = 0,98$.

Число ступеней ступенчатой коробки:

$$z = \frac{\lg(kR_{\Pi})}{\lg(kR_B)} = \frac{\lg(0,98 \cdot 63)}{\lg(0,98 \cdot 4)} = 3,02.$$

Принимаем одну двухваловую передачу с $z = 3_1$.

Следовательно знаменатель геометрической прогрессии ступенчатой коробки:

$$\varphi_c = z^{-1} \sqrt[R_c]{} = 3^{-1} \sqrt[15,75]{} = 3,97.$$

Проверяем возможность использования последней группы передач из условия допустимого диапазона регулирования:

$$K_{\max} = (P_i - 1)x_i,$$

где P_i – количество передач в группе; x_i – характеристика группы.

$$K_{\max} = (3 - 1)1 = 2;$$

$$R_{\text{пi}} = 3,97^2 = 15,76 > 8 \text{ (условие не выполняется).}$$

Принимаем две двухваловые передачи с $z = 4 = 2_1 2_2$.

Знаменатель геометрической прогрессии ступенчатой коробки:

$$\varphi_c = z^{-1}\sqrt[R_c]{R_c} = 4^{-1}\sqrt[4]{15,75} = 2,507.$$

Проверяем возможность использования последней группы передач из условия допустимого диапазона регулирования:

$$K_{\max} = (2 - 1)2 = 2;$$

$$R_{\text{пi}} = 2,507^2 = 6,29 < 8 \text{ (условие выполняется).}$$

Коэффициент перекрытия соседних диапазонов:

$$k = \frac{\varphi_c}{R_b} = \frac{2,507}{4} = 0,63.$$

Строим график частот вращения шпинделя (рис. 2.28).

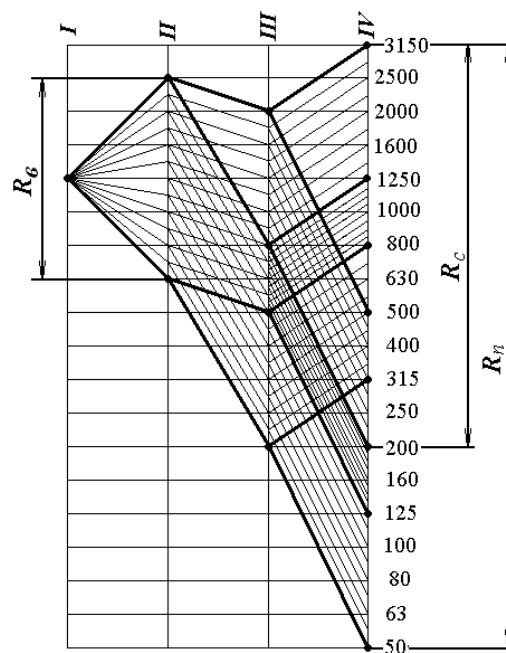


Рис. 2.28. График частот вращения шпинделя

2.10.2. Кинематический расчет привода с бесступенчатым регулированием частот двигателя

Исходными данными для кинематического расчета привода являются: выбранная схема привода (рис. 2.29), предельные частоты вращения шпинделя n_{\min} и n_{\max} , предельные и номинальная частоты вращения электродвигателя $n_{\text{Дmin}}$, $n_{\text{Дmax}}$, $n_{\text{Дн}}$, знаменатель ряда передаточных отношений передач коробки скоростей ϕ_1 , передаточное отношение постоянной ременной передачи i_p (или двух ременных передач – в зависимости от структуры привода). Необходимо определить число ступеней коробки скоростей, передаточные отношения ее передач и числа зубьев колес.

Если в приводе применен электродвигатель постоянного тока с двухзонным регулированием, диапазон его регулирования при постоянном моменте равен $R_{\text{ДМ}}$, при постоянной мощности – $R_{\text{ДР}}$, диапазон регулирования механической коробки скоростей – $R_{\text{М}}$, то общий диапазон регулирования двигателя (электрического регулирования привода):

$$R_{\text{Д}} = R_{\text{ДМ}} R_{\text{ДР}};$$

диапазон регулирования привода $R = R_{\text{Д}} R_{\text{М}} = R_{\text{Д}} R_{\text{ДР}} R_{\text{М}}$.

Отсюда

$$R_{\text{М}} = \frac{R}{R_{\text{Д}}}.$$

Соответственно способу регулирования электродвигателя производится регулирование частоты вращения шпинделя при постоянном моменте или при постоянной мощности.

Диапазон регулирования шпинделя при постоянной мощности

$$R_{\text{Р}} = R_{\text{ДР}} R_{\text{М}}. \quad (2.10)$$

Диапазоны регулирования можно определить по исходным данным:

$$R = \frac{n_{\max}}{n_{\min}};$$

$$R_{\text{Д}} = \frac{n_{\text{Дmax}}}{n_{\text{Дmin}}};$$

$$R_{\text{Др}} = \frac{n_{\text{Дmax}}}{n_{\text{Дн}}}.$$

Так как диапазон регулирования z -ступенчатой коробки скоростей определяется по зависимости

$$R_{\text{М}} = \varphi_1^{Z-1} \quad (2.11)$$

и для обеспечения бесступенчатого регулирования частоты вращения шпинделя во всем диапазоне (без «провалов») принимают $\varphi_1 = R_{\text{Др}}$, из зависимостей (2.10) и (2.11) следует

$$R_{\text{р}} = R_{\text{Др}} R_{\text{М}} = \varphi_1 \varphi_1^{Z-1} = \varphi_1^Z.$$

Отсюда требуемое число скоростей коробки

$$Z = \frac{\lg R_{\text{р}}}{\lg \varphi_1}.$$

Если электродвигатель обеспечивает бесступенчатое регулирование частоты вращения входного вала коробки скоростей в интервале от m_{min} до m_{max} и шпинделя при таком же регулировании в интервале от n_{min} до n_{max} , то диапазоны регулирования

$$R_m = \frac{m_{\text{max}}}{m_{\text{min}}}; \quad R = \frac{n_{\text{max}}}{n_{\text{min}}}.$$

Если $k_{\text{т}}$ и k – числа интервалов, соответствующие R_m и R на графике частот вращения, то

$$R_m = \varphi_1^{k_{\text{т}}}; \quad R = \varphi_1^k; \quad k_{\text{т}} = \frac{\lg R_m}{\lg \varphi_1}; \quad k = \frac{\lg R}{\lg \varphi_1}.$$

Если $s_{\text{д}}$ и s – количество частот вращения электродвигателя и шпинделя при регулировании с постоянной мощностью, то

$$k_{\text{т}} = s_{\text{д}} - 1; \quad k = s - 1.$$

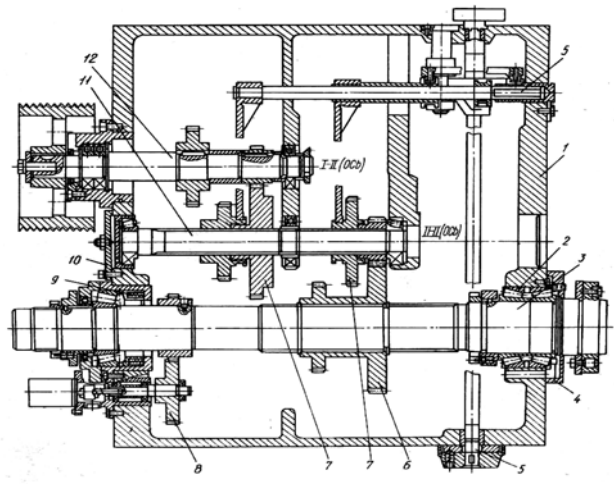
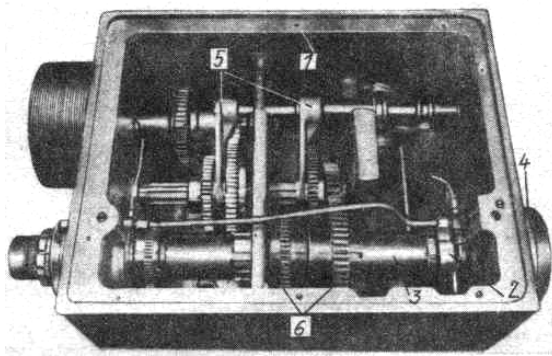
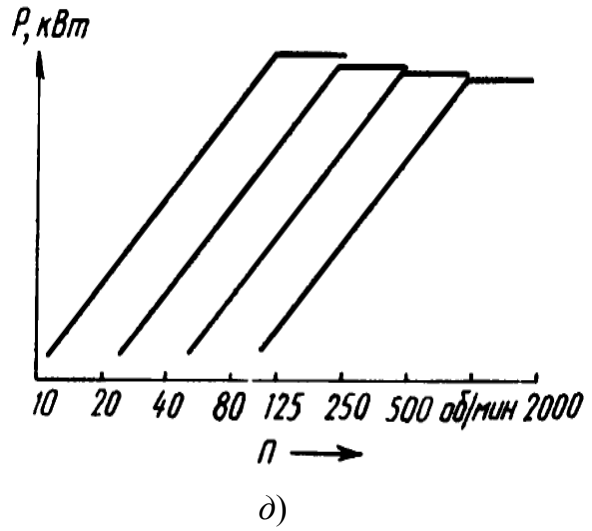
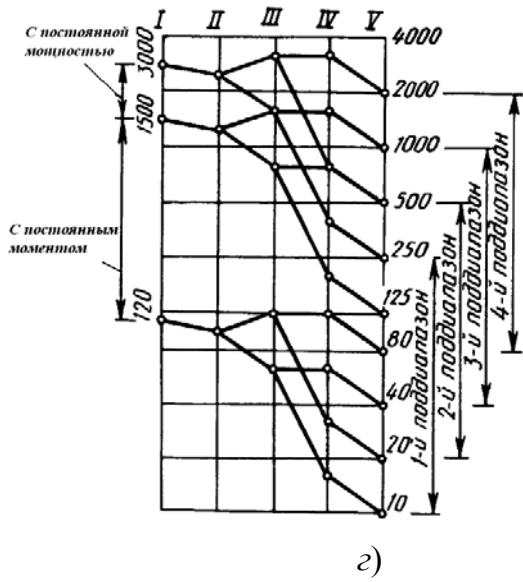
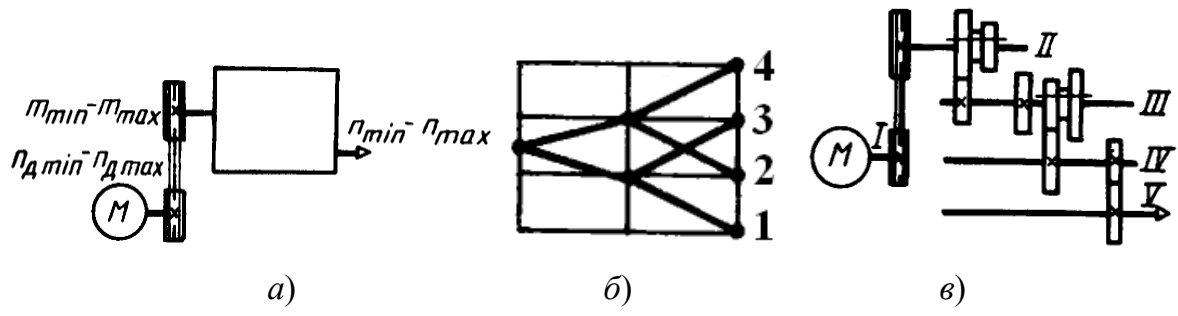


Рис. 2.29. К кинематическому расчету главного привода:
 а – схема; б – структурная схема; в – кинематическая схема;
 г – график частот; д – график мощностей; е – коробка скоростей;
 ж – развертка коробки

В общем случае двумя соседними поддиапазонами регулирования могут перекрываться k' интервалов. Тогда необходимое число ступеней коробки скоростей (поддиапазонов регулирования):

$$z = \frac{k - k'}{k_m - k'}. \quad (2.12)$$

Наименьшее значение z_{\min} получается при отсутствии перекрытия ($k' = -1$):

$$z_{\min} = \frac{k + 1}{k_m + 1}.$$

Если $z_{\min} \leq 2$, необходимо использовать двухступенчатую коробку передач. При $z_{\min} > 2$, допуская «провал» регулирования с постоянной мощностью между двумя поддиапазонами, также можно использовать двухступенчатую коробку. В «провале» производится регулирование с постоянным крутящим моментом. При этом упрощается механическая часть станка, но снижается его производительность. Требуемый диапазон регулирования частоты вращения шпинделя можно получить и введением в двухступенчатую коробку гитары сменных колес.

При $k \leq 3k_r + 2$ следует применять трехступенчатую коробку скоростей, а при $k \leq 4k_r + 3$ – четырехступенчатую. Двух- и трехступенчатые трехваловые коробки по металлоемкости значительно лучше двухваловых.

В станках с числовым программным управлением часто применяют приводы с двигателем постоянного тока и ступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя. При этом используют ряд частот с малым знаменателем φ , обычно равным 1,12 (реже 1,06). Благодаря этому управление приводом упрощается, а экономические потери вследствие отклонения от оптимальной скорости резания незначительны. В этом случае

$$\varphi = \sqrt[l]{\varphi_1},$$

где l – число делений интервала $\lg \varphi_1$.

Пример. Произвести кинематический расчет главного привода (рис. 2.29, а) при условии, что регулирование частоты вращения во всем диапазоне должно быть бесступенчатым. Предельные частоты вращения шпинделя $n_{\min} = 10$ об/мин, $n_{\max} = 2000$ об/мин, электро-

двигателя $n_{Д\min} = 100$ об/мин, $n_{Д\max} = 3000$ об/мин. Производится двухзонное регулирование двигателя, его номинальная частота вращения $n_{Дн} = 1500$ об/мин. Передаточное отношение ременной передачи $i_p = 0,8$.

Расчет осуществляется следующим образом. Определяем диапазоны регулирования:

– привода

$$R = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{2000}{10} = 200;$$

– двигателя

$$R_{Д} = \frac{n_{Д\max}}{n_{Д\min}} = \frac{3000}{100} = 30;$$

– двигателя при постоянной мощности

$$R_{Др} = \frac{n_{Д\max}}{n_{Дн}} = \frac{3000}{1500} = 2;$$

– двигателя при постоянном моменте

$$R_{Дм} = \frac{R_{Д}}{R_{Др}} = \frac{30}{2} = 15;$$

– шпинделя при постоянной мощности

$$R_{р} = \frac{R}{R_{Дм}} = \frac{200}{15} = \frac{40}{3}.$$

Для обеспечения бесступенчатого регулирования частоты вращения шпинделя при постоянной мощности знаменатель ряда передаточных отношений передач коробки скоростей ϕ_1 принимаем равным $R_{Др}$. Требуемое число ступеней коробки скоростей (число поддиапазонов регулирования частоты вращения шпинделя):

$$Z = \frac{\lg R_{р}}{\lg \phi_1}; \quad z = \frac{\lg R_{р}}{\lg \phi_1} = \frac{\lg \frac{40}{3}}{\lg 2} = \frac{1,248}{0,301} = 4,026.$$

Принимаем $z = 4$. Проверка по зависимости (2.12) показала, что следует применить четырехступенчатую коробку скоростей. Тогда диапазон регулирования коробки скоростей

$$R_M = \varphi_1^{z-1} = 2^{4-1} = 8;$$

электрического регулирования привода

$$R_3 = \frac{R}{R_M} = \frac{200}{8} = 25.$$

Предполагаем сделать коробку с двумя групповыми и одиночной передачами (рис. 2.29, в). Строим структурную сетку коробки (рис. 2.29, б), приняв в качестве основной первую по порядку группу. Определяем минимальные частоты вращения шпинделя для каждого из поддиапазонов регулирования:

$$\begin{aligned} n_{1\min} &= 10 \text{ об/мин;} \\ n_{2\min} &= n_{1\min} \varphi_1 = 10 \cdot 2 = 20 \text{ об/мин;} \\ n_{3\min} &= n_{2\min} \varphi_1 = 20 \cdot 2 = 40 \text{ об/мин;} \\ n_{4\min} &= n_{3\min} \varphi_1 = 40 \cdot 2 = 80 \text{ об/мин.} \end{aligned}$$

При постоянной мощности диапазон регулирования шпинделя

$$R_P = R_{Др} R_M = 2 \cdot 8 = 16,$$

минимальная частота вращения

$$n_{P\min} = \frac{n_{\max}}{R_P} = \frac{2000}{16} = 125 \text{ об/мин.}$$

Максимальные частоты вращения шпинделя для каждого из поддиапазонов регулирования определяются как члены геометрической прогрессии со знаменателем φ_1 :

$$\begin{aligned} n_{1\max} &= n_{P\min} \varphi_1 = 125 \cdot 2 = 250 \text{ об/мин;} \\ n_{2\max} &= n_{1\max} \varphi_1 = 250 \cdot 2 = 500 \text{ об/мин;} \\ n_{3\max} &= n_{2\max} \varphi_1 = 500 \cdot 2 = 1000 \text{ об/мин;} \\ n_{4\max} &= n_{3\max} \varphi_1 = 1000 \cdot 2 = 2000 \text{ об/мин.} \end{aligned}$$

Строим график частот вращения шпинделя (рис. 2.29, з) и график мощности для всех поддиапазонов регулирования (рис. 2.29, д).

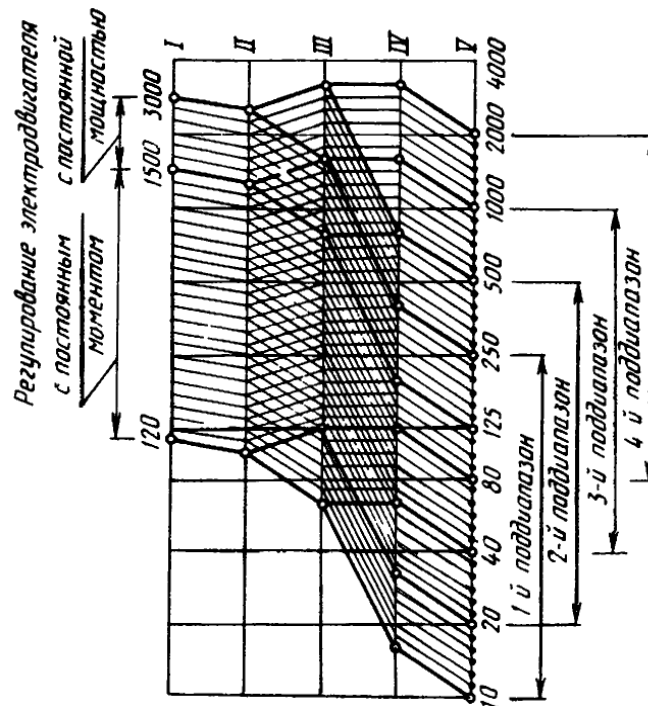


Рис. 2.30. График частот вращения шпинделя станка с ЧПУ

На рис. 2.30 приведен график частот вращения шпинделя для случая, когда в приводе применен двигатель постоянного тока, а регулирование скорости вращения шпинделя производится ступенчато с малым φ . Этот график получен из предыдущего путем деления $\lg \varphi_1$ на $l = 6$. В результате $\varphi = \sqrt[l]{\varphi_1} = \sqrt[6]{2} = 1,12$.

2.11. Аналитический расчет кинематики привода

Проектированию приводов станков посвящено большое количество работ, которые в настоящее время систематизированы и представлены в виде монографий и учебников. Эти работы основаны на графическом методе, что затрудняет автоматизацию проектирования привода.

Структуры приводов станков разделены, с точки зрения системного подхода, на множительную, сложенную и смешанную. Смешанная структура включает в себя элементы множительной и сложенной структур и является более общей. Как известно, кинематические параметры механических приводов станков формируются на основе геометрических рядов.

Исходными данными для проектирования привода являются: минимальное и максимальное значения частот выходного вала (полученные из расчетов режимов резания), частота вращения вала двигателя, значение знаменателя геометрической прогрессии ряда частот.

Для определения количества валов в приводе необходимо произвести ряд уточняющих проектных расчетов [3]. В начале рассчитываем максимальное количество интервалов знаменателя прогрессии в приводе

$$e_{\max} = \frac{\lg\left(\frac{n_{\text{дв}}}{n_{\min}}\right)}{\lg \phi}, \quad (2.13)$$

где $n_{\text{дв}}$ – частота вращения двигателя; n_{\min} – минимальное значение частоты вращения выходного вала.

Затем для обеспечения этого диапазона регулирования рассчитываем минимальное количество валов в приводе

$$k_p = \frac{e_{\max}}{[e']} + 1, \quad (2.14)$$

где $[e']$ – допускаемое количество интервалов понижающей передачи по табл. 2.2.

Таблица 2.2

Допускаемое количество интервалов в передачах $[e]$

Вид привода	Передачи	Знаменатель прогрессии ϕ						
		1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2
Привод главного движения	Прямозубые: – повышающие $[e'']$; – понижающие $[e']$	12	6	3	2	1,5	1,2	1
		24	12	6	4	3	2,4	2
	Косозубые: – повышающие $[e'']$; – понижающие $[e']$	15	8	4	2,5	2	1,5	1,3
		24	12	6	4	3	2,4	2
Привод подач	– повышающие $[e'']$;	17,5	9	4,5	3	2	1,8	1,5
	– понижающие $[e']$	27,5	14	7	4,5	3,5	2,8	2,3

Принимаем ближайшее большее целое число $k \geq k_p$.

Для описания кинематических связей в приводе необходимо записать его структурную формулу, которая отражает количество групп передач между валами и расположение их в приводе.

Для этого определяем количество скоростей на каждом валу привода Z_j (начиная с последнего), предварительно приняв количество передач в группе

$$Z_{j-1} = \frac{Z_j}{P_{j-1,j}}, \quad (2.15)$$

где $P_{j-1,j}$ – принятое количество передач в группе между валами $j-1, j$; j – номер вала привода, $j = k, \dots, 1$.

Если Z_j невозможно разделить на $P_{j-1,j}$ без остатка, то необходимо ввести прямую группу передач $P_{1,k}$ с первого вала на рассматриваемый (k -й вал).

Тогда

$$Z_j^C = Z_j - P_{1,k} \quad \text{и} \quad Z_{j-1} = \frac{Z_j^C}{P_{j-1,j}}. \quad (2.16)$$

С учетом (2.15) и (2.16) записываем структурную формулу привода начиная с последней группы передач

$$Z = \left(\left(\prod_{j=1}^n (P_{j,j+1})_{X_{j+1}} + P_{1,n} \right) \prod_{j_1=n}^m (P_{j_1,j_1+1})_{X_{j_1+1}} + P_{1,m} \right) \prod_{j=m}^k (P_{j_2,j_2+1})_{X_{j_2+1}} + P_{1,k}, \quad (2.17)$$

где $P_{i,j+1}$ – последовательно расположенные группы передач между валами $j, j+1$; $P_{1,n}, P_{1,m}, P_{1,k}$ – группы передач между первым и соответствующими валами n, m, k ; X_{j+1} – характеристика группы передач $X_{j+1} \equiv Z_j$.

Определяем минимальное расчетное количество валов k_ϕ для полученной структурной формулы

$$k_\phi = \sum P_k + 1, \quad (2.18)$$

где $\sum P_k$ – суммарное количество последовательно расположенных групп передач в приводе.

По результатам расчетов (2.14) и (2.18) необходимо уточнить принятое количество валов в приводе:

$$k = k_{\max}(k_p; k_\phi),$$

где $k_{\max}(k_p; k_\phi)$ – максимальное целое значение из двух расчетных k_p и k_ϕ .

Определение кинематических параметров каждой принятой группы передач необходимо выполнять по отдельным циклам. Анализ производим между валами, начиная с последнего.

В начале рассчитываем количество интервалов регулирования в принятых группах передач:

– последовательно расположенных в приводе

$$e_{j-1,j} = (P_{j-1,j} - 1)Z_{j-1}; \quad (2.19)$$

– параллельно расположенных в приводе

$$e_{1,j} = \frac{\lg\left(\frac{n_{\max j}}{n_{\text{ДВ}}}\right)}{\lg \varphi}. \quad (2.20)$$

Если $e_{1,j} > 0$, то эти передачи являются повышающими, а если $e_{1,j} \leq 0$, то понижающими.

Определяем допускаемое количество интервалов регулирования каждой принятой группы передач:

– последовательно расположенной в приводе

$$[e_{j-1,j}] = [e'_{j-1,j}] + [e''_{j-1,j}]; \quad (2.21)$$

– параллельно расположенной в приводе:

$$[e_{j-1,j}] \equiv [e'_{j-1,j}], \text{ если } e_{1,j} \leq 0 \text{ и } e_{1,j} - P_{1,j} < 0; \quad (2.22)$$

$$[e_{1,j}] \equiv [e''_{1,j}], \text{ если } e_{1,j} > 0 \text{ и } e_{1,j} - P_{1,j} > 0; \quad (2.23)$$

$$[e_{1,j}] \equiv [e''_{1,j}] + [e'_{1,j}], \text{ если } e_{1,j} > 0, \text{ а } e_{1,j} - P_{1,j} < 0, \quad (2.24)$$

где $[e'_{1,j}]$ и $[e''_{1,j}]$ – соответственно допускаемое количество интервалов регулирования понижающей и повышающей передач в группе (принимается по табл. 2.2).

Рассчитываем запас интервалов регулирования в группе

$$\Delta e_{j-1,j} = [e'_{j-1,j}] - e_{j-1,j}. \quad (2.25)$$

Если $\Delta e_{j-1,j} \geq 0$, то определяем запас интервалов понижающих передач:

$$\Delta e'_{j-1,j} = [e'_{j-1,j}] - e_{j-1,j}.$$

Если $\Delta e'_{j-1,j} \geq 0$, то приняв $e'_{j-1,j} \equiv [e'_{j-1,j}]$, получим все передачи этой группы привода только понижающие и рассчитаем передаточные отношения

$$i_{p'_{j-1,j}} = \frac{1}{\varphi^{e'_{j-1,j} - z_{j-1}(p'_{j-1,j}-1)}}, \quad (2.26)$$

где $p'_{j-1,j}$ – номер понижающей передачи между валами $j-1, j$; $p' = 1, \dots, P_{j-1,j}$; если $\Delta e'_{j-1,j} > 0$, то приняв $e'_{j-1,j} \equiv [e'_{j-1,j}]$, определяем количество передач:

– понижающих

$$l_{j-1,j}^1 = \frac{e'_{j-1,j}}{Z_{j-1}};$$

– повышающих

$$l_{j-1,j}'' = \frac{e_{j-1,j} - e'_{j-1,j}}{Z_{j-1}} = \frac{e''_{j-1,j}}{Z_{j-1}}. \quad (2.27)$$

Определяем передаточные отношения передач:

– понижающих

$$i_{p'_{j-1,j}} = \frac{1}{\varphi^{e'_{j-1,j} - z_{j-1}(p'_{j-1,j}-1)}}; \quad (2.28)$$

– повышающих

$$i_{p''_{j-1,j}} = \varphi^{e''_{j-1,j} - z_{j-1}(p''_{j-1,j}-1)}, \quad (2.29)$$

где $p''_{j-1,j}$ – номер повышающей передачи, $p''_{j-1,j} = 1, \dots, l''_{j-1,j}$; $p'_{j-1,j}$ – номер понижающей передачи, $p'_{j-1,j} = 1, \dots, l'_{j-1,j}$.

Если $\Delta e_{j-1,j} < 0$, то необходимо применить параллельное соединение в группах повышающих или понижающих передач.

В начале определим количество дополнительных валов для последовательного соединения повышающих передач и параллельного соединения понижающих передач:

$$k''_{j-1,j} = \frac{e_{j-1,j} - [e'_{j-1,j}]}{[e''_{j-1,j}]} - 1. \quad (2.30)$$

Затем рассчитаем количество валов последовательного соединения понижающих передач при параллельном соединении повышающих передач:

$$k'_{j-1,j} = \frac{e_{j-1,j} - [e''_{j-1,j}]}{[e'_{j-1,j}]} - 1. \quad (2.31)$$

Сравнив два варианта по уровню частот и количеству дополнительных валов, а также по объему передач, выбираем лучший.

Если второй вариант оказался лучшим, то выбираем предельное значение k' , а в качестве переменного параметра используем j .

Приняв предельно допустимое количество интервалов регулирования для всех дополнительных промежуточных передач, определяем количество интервалов повышающей передачи между последним дополнительным валом и шпинделем:

$$e''_{j-(k'+1),j} = e_{j-1,j} - [e'_{j-1,j}] - k''[e''_{j-1,j}]. \quad (2.32)$$

Рассчитываем количество повышающих передач в группе

$$p''_{j-(k'+1),j} = \frac{e''_{j-(k'+1),j}}{[e''_{j-(k'+1),j}]} . \quad (2.33)$$

Определяем передаточные отношения повышающих передач в группе:

$$i_{p''_{j-(k'+1),j}} = \varphi^{e''_{j-(k'+1),j} - z_{j-1}(p''_{j-(k'+1),j} - 1)}. \quad (2.34)$$

Определяем последовательно группы передач между валами k' и j . Выбираем максимальное значение j и текущий номер вала $k' - 1 \equiv j'$.

Определяем остаточное количество интервалов в группах передач:

$$e_{j',j} = e_j - p''_{j(k'+1),j} Z_{j-1}.$$

Рассчитываем количество интервалов повышающих передач:

$$e''_{j',j} = e_{j',j} - [e'_{j',j}].$$

Определяем количество повышающих передач между валами j' и j :

$$p''_{j',j} = \frac{e''_{j',j}}{[e''_{j',j}]}.$$

Рассчитываем передаточные отношения повышающих передач в группе:

$$i_{j',j} = \varphi^{e''_{j',j} - z_{j-1}(p''_{j',j} - 1)}. \quad (2.35)$$

Пример. $Z = 23$, $\varphi = 1,41$, $n_{дв} = 1400$, $n_{min} = 10$.

1. Определяем максимальное количество интервалов в приводе по (2.13):

$$e_{maxp} = \frac{\lg 140}{\lg 1,41} = 14,05.$$

2. Рассчитываем минимальное количество валов по (2.14):

$$k_p = \frac{14,0}{4} + 1 = 4,5.$$

Принимаем $k = 5$.

3. Количество скоростей на каждом валу по (2.15) $Z_4 = \frac{Z_5}{P_{4,5}}$;

так как $Z_5 = 23$ не делится на $P_{4,5}$, то вводим прямые передачи между валами I и V и $Z_5^C = 23 - 1 = 22$, тогда $Z_4 = \frac{22}{2} = 11$.

Принимаем $P_{3,4} = 2$; $Z_3 = \frac{Z_4}{P_{3,4}}$; так как $Z_4 = 11$ не делится

на $P_{3,4}$ без остатка, то $Z_4^C = Z_4 - 1 = 11 - 1 = 10$, $Z_3 = \frac{Z_4^C}{P_{3,4}} = \frac{10}{2} = 5$.

Принимаем $P_{2,3} = 2$, тогда $Z_2 = \frac{Z_3}{P_{2,3}}$, так как $Z_3 = 5$ не делится

на 2 без остатка, то вводим еще одну сложную группу передач $Z_3^C = Z_3 - 1 = 5 - 1 = 4$; $Z_2 = 2$. Принимаем $P_{1,2} = 2$, тогда $Z_1 = 1$.

4. Записываем структурную формулу привода по (2.17):

$$Z = \left[\left[\left[(P_{1,2})_{x_2} (P_{2,3})_{x_3} + 1 \right] (P_{3,4})_{x_4} + 1 \right] (P_{4,5})_{x_5} + 1 = ((2_1 2_2 + 1) 2_5 + 1) 2_{11} + 1.$$

Количество валов в приводе по структуре $k_\phi = P + 1 = 5$.

Принимаем минимальное количество валов $k = 5$.

5. Количество интервалов регулирования для групп передач каждой группы передач по (2.19) и (2.20):

$$e_{4,5} = (P_{4,5} - 1)Z_4 = 11; \quad e_{3,4} = (P_{3,4} - 1)Z_3 = 5;$$

$$e_{2,3} = (P_{2,3} - 1)Z_2 = 2; \quad e_{1,2} = (P_{1,2} - 1)Z_1 = 1;$$

$$e_{1,5} = \frac{\lg\left(\frac{22400}{1400}\right)}{\lg 1,31} = 8; \quad e_{1,4} = 0; \quad e_{1,3} = \frac{\lg\left(\frac{710}{1400}\right)}{\lg 1,41} = -2.$$

6. Допускаемое количество интервалов по (2.21)–(2.24):

$$[e_{4,5}] = [e'_{4,5}] + [e''_{4,5}] = 6;$$

$$[e_{3,4}] = [e_{2,3}] = [e_{1,2}] = [e_{4,5}].$$

Так как $P_{1,3} = P_{1,4} = P_{1,5} = 1$, то $[e_{1,5}] = [e''_{1,5}] = 2$; $[e_{1,4}] = [e''_{1,4}] = 2$; $[e_{1,3}] = [e'_{1,3}] = 4$.

7. Запас повышающих передач регулирования в каждой группе по (2.25):

$$\Delta e_{4,5} = [e_{4,5}] - e_{4,5} = 6 - 11 = -5;$$

$$\Delta e_{3,4} = [e_{3,4}] - e_{3,4} = 6 - 5 = 1; \quad \Delta e_{2,3} = [e_{2,3}] - e_{2,3} = 6 - 2 = 4;$$

$$\Delta e_{1,2} = e_{\max} - [e'_{4,5}] + [e'_{3,4}] + [e'_{2,3}] + [e''_{1,2}] = 16 - 12 = 4;$$

$$\Delta e_{1,3} = [e_{1,3}] - e_{1,3} = 4 - 2 = 2; \quad \Delta e_{1,4} = 2 - 0 = 2; \quad \Delta e_{1,5} = 2 - 8 = -6.$$

8. Анализируем каждую группу передач с последней до первой.

8.1. Так как $\Delta e'_{1,4} = < 0$, то принимаем параллельное соединение в этой группе передач.

8.2. Количество дополнительных валов параллельного соединения повышающих передач по (2.30):

$$k''_{4,5} = \frac{e_{4,5} - [e'_{4,5}]}{[e''_{4,5}]} - 1 = 2,5.$$

8.3. Количество дополнительных валов последовательного соединения понижающих передач по (2.31):

$$k'_{4,5} = \frac{e_{4,5} - [e''_{4,5}]}{[e'_{4,5}]} - 1 = 1,25.$$

8.4. Принимаем $k'' = 3$ и $j' = V'''$, V'' , V' .

8.5. Количество интервалов повышающей передачи между последним дополнительным валом и шпинделем по (2.32):

$$e''_{5,5''} = e_{4,5} - [e'_{4,5}] - 3[e''_{4,5}] = 1.$$

8.6. Определяем передаточные отношения передач между валами IV и V:

– понижающих по (2.26):

$$e'_{4,5} \equiv [e'_{4,5}];$$

$$i'_{4,5} = \frac{1}{\varphi^{e'_{4,5} - z_4(P'_{4,5} - 1)}} = \frac{1}{1,41^4};$$

– повышающих по (2.34):

$$i''_{14,5'} = \varphi^{e''_{4,5'} - z_4(P''_{4,5'} - 1)} = 1,41^2;$$

$$i''_{25',5''} = \varphi^{e''_{5',5''} - z_{5'}(P''_{5',5''} - 1)} = 1,41^2;$$

$$i'_{35'',5''} = \varphi^{e''_{5'',5''} - z_{5''}(P'_{5'',5''} - 1)} = 1,41^2;$$

$$i''_{45''',5} = \varphi^{e''_{5''',5} - z_{5'''}(P''_{5''',5} - 1)} = 1,41.$$

9. Анализ группы передач между валами III и IV.

9.1. Так как $\Delta_{3,4} > 0$, то приняв $e'_{3,4} \equiv [e'_{3,4}]$, определим количество интервалов $e''_{3,4} = e_{3,4} - e'_{3,4} = 1$ и передаточные отношения передач:

– понижающих по (2.26):

$$i'_{13,4} = \frac{1}{\varphi^{e'_{3,4}-z_3(P'_{3,4}-1)}} = \frac{1}{1,41^4};$$

– повышающих

$$i_1 = \varphi^{e''_{3,4}-z_3(P''_{3,4}-1)} = 1,41.$$

10. Анализ группы передач между валами II и III.

10.1. Так как $\Delta e_{2,3} > 0$, а $P_{2,3} = 2$, то приняв $e^1_{2,3} \equiv [e^1_{2,3}]$, определим $e'' = e_{2,3} - e'_{2,3} = -2$; $e''_{2,3} < 0$ – значит все передачи понижающие.

10.2. Определим передаточные отношения передач этой группы по (2.26):

$$i'_{12,3} = \frac{1}{\varphi^{e'_{2,3}-z_2(P'_{2,3}-1)}} = \frac{1}{1,41^4};$$

$$i'_{22,3} = \frac{1}{\varphi^{4-2(2-1)}} = \frac{1}{1,41^2}.$$

11. Анализ группы передач между валами I и II: $\Delta e_{1,2} > 0$; $P_{1,2} = 2$; определим $e''_{1,2} = e_{1,2} - e'_{1,2} = -1 < 0$; $e'_{1,2} = e_{\max} - ([e_{4,5}] + [e_{3,4}] + [e_{2,3}]) = 2$ – значит все передачи понижающие.

11.1. Определим передаточные отношения передач этой группы по (2.26):

$$i^1_{11,2} = \frac{1}{\varphi^{e'_{1,2}-z_1(P'_{1,2}-1)}} = \frac{1}{1,41^2};$$

$$i'_{21,2} = \frac{1}{\varphi^1} = \frac{1}{1,41}.$$

12. Анализ группы передач между валами I и III: $\Delta e_{1,3} > 0$; $P_{1,3} = 1$ – передача понижающая и $i'_{1,3} = \frac{1}{\varphi^{e'_{1,3}-z_1(P'_{1,3}-1)}} = \frac{1}{1,41^2}$.

13. Анализ группы передач между валами I и IV. Так как $\Delta e_{1,4} > 0$; $P_{1,4} = 1$, то эта передача понижающая и $i_{1,4} = \frac{1}{\varphi^{e'_{1,4}-z_1(P'_{1,4}-1)}} = 1$.

14. Анализ группы передач между валами I и V: $\Delta e_{1,5} = -6 < 0$;
 $P_{1,5} = 1$.

Для наглядного восприятия полученных расчетов построим график частот (рис. 2.31), используя структурную формулу привода

$$((2_1 2_2 + 1)_1 2_5 + 1) 2_{11} + 1.$$

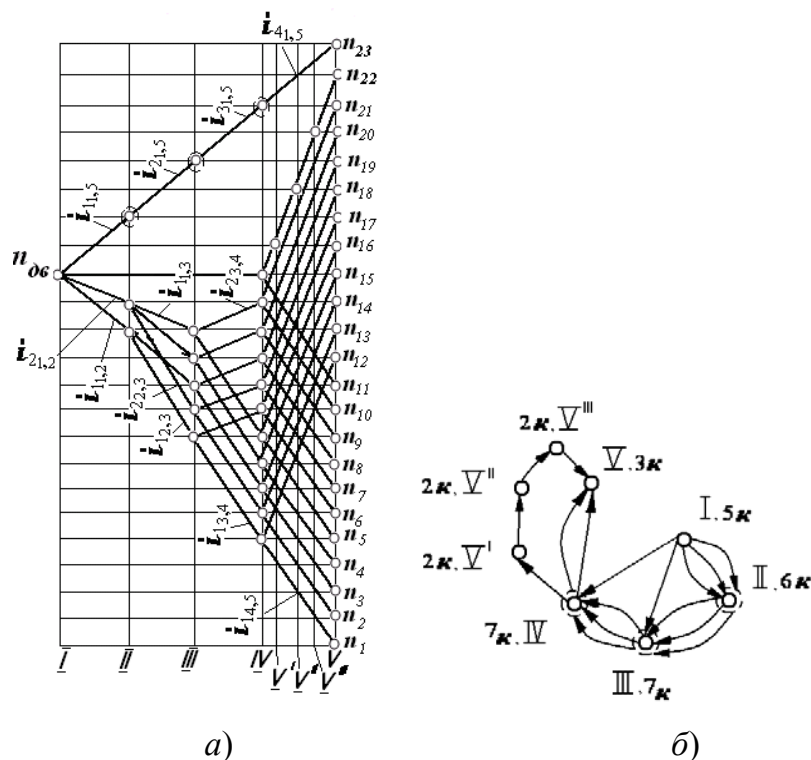


Рис. 2.31. График частот (а) и направленный граф (б) привода

На рис. 2.32 приведена кинематическая схема привода.

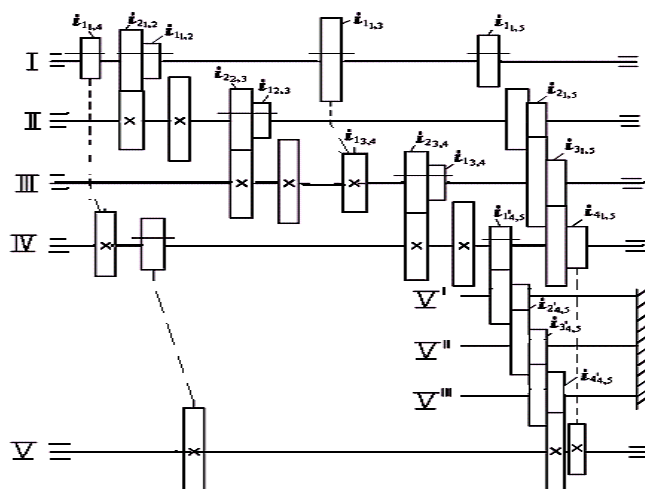


Рис. 2.32. Кинематическая схема привода

Графически изображаем структуру привода в виде направленно-го графа (рис. 2.31, б).

При построении графа вначале обозначается первый вал привода и от него стрелки соединяются в точке, обозначающей второй вал и т. д. На графе обозначается количество колес на валах.

2.12. Кинематический расчет привода подач

Исходными данными для кинематического расчета привода подач является частота вращения вала электродвигателя, предельные частоты вращения предпоследнего звена кинематической цепи (n_{\min} , n_{\max}), число скоростей Z .

Необходимо определить кинематический диапазон привода:

а) независимого

$$R_S = \frac{S_{M_{\max}}}{S_{M_{\min}}},$$

где $S_{M_{\max}}$, $S_{M_{\min}}$ – соответственно максимальное и минимальное значения минутных подач

$$S_M = S_Z Z_{p.и} n,$$

где S_Z – подача на зуб; $Z_{p.и}$ – число зубьев инструмента; n – частота вращения шпинделя;

б) зависимого

$$R_S = \frac{S_{0_{\max}}}{S_{0_{\min}}},$$

где $S_{0_{\max}}$, $S_{0_{\min}}$ – соответственно максимальное и минимальное значения подач на один цикл главного движения

$$S_0 = S_Z Z_{p.и}.$$

Для зависимого привода подач необходимо определить относительную частоту вращения предпоследнего кинематического элемента привода:

– для реечного механизма

$$n' = \frac{S_0}{\pi m Z_{p.k}},$$

где m , $Z_{p.k}$ – модуль и число зубьев реечного колеса;

– для передачи винт-гайка

$$n' = \frac{S_0}{P_{x.b}},$$

где $P_{x.b}$ – шаг (ход) ходового винта.

Так как чаще всего задается число ступеней частот привода Z , то необходимо рассчитать знаменатель геометрической прогрессии ряда частот приводного элемента:

а) с нерегулируемым двигателем

$$\varphi_{расч} = Z^{-1} \sqrt[R_S];$$

б) с регулируемым двигателем

$$R_S = \frac{S_{max}}{S_{min}}; R_N = R_{ДN} R_{MS}; \varphi_{расч} = Z^{-1} \sqrt[R_{MS}];$$

где $R_{ДN}$, R_{MS} – диапазоны регулирования двигателя при постоянной мощности и механической коробки передач соответственно.

Округляем расчетное значение знаменателя $\varphi_{расч}$ до ближайшего стандартного $\varphi = 1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 1,58; 1,78; 2,0$.

Затем необходимо выписать нормализованные значения частот вращения реечного колеса или винта (независимого привода подач) или относительных частот вращения реечного колеса или винта (зависимого привода подач).

Пример. Исходные данные: $S_{0_{max}} = 2$ мм/об, $S_{0_{min}} = 0,1$ мм/об; число скоростей подач привода $Z_{ск} = 8$. Привод подач связан с приводом главного движения гитарой сменных колес. Подача осуществляется передачей винт-гайка $P_{x.b} = 5$ мм.

Определяем диапазон регулирования приводом:

$$R_S = \frac{S_{0_{max}}}{S_{0_{min}}} = \frac{2}{0,1} = 20,$$

тогда $\varphi_{расч} = Z^{-1} \sqrt[R_S] = 8^{-1} \sqrt[20] = 1,534$.

Округляем до ближайшего $\varphi = 1,58$. Определяем относительные частоты ходового винта:

$$n'_{\max} = \frac{S_{0\max}}{P_{\text{х.в}}} = \frac{2}{5} = 0,4 \text{ об.х.в./об.шп.};$$

$$n'_{\min} = \frac{S_{0\min}}{P_{\text{х.в}}} = \frac{0,1}{5} = 0,02 \text{ об.х.в./об.шп.}$$

Выписываем ряд нормализованных относительных частот ходового винта: $n'_i = 0,025; 0,04; 0,063; 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1$.

Тогда график частот имеет следующий вид (рис. 2.33).

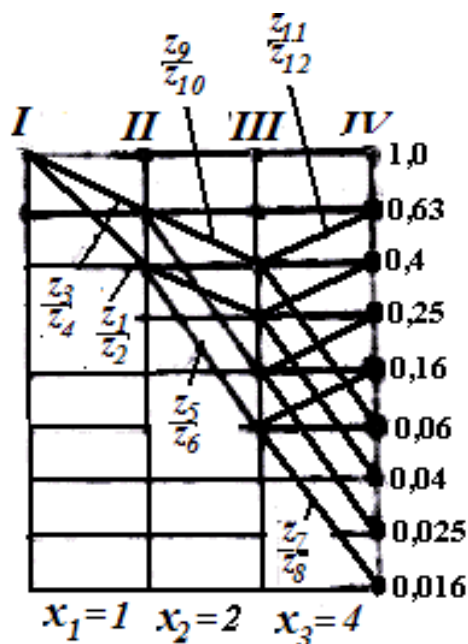
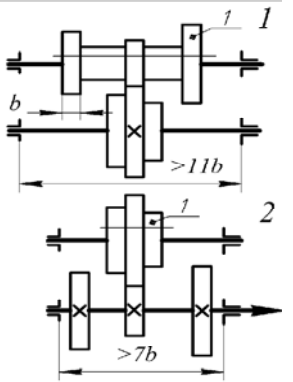
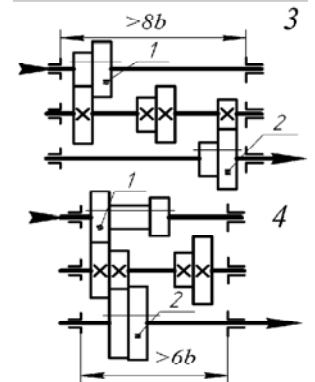
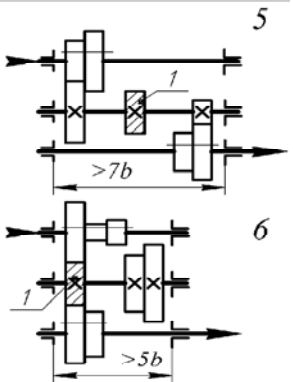
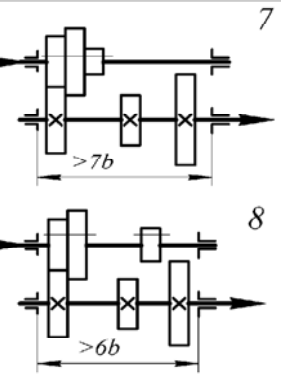
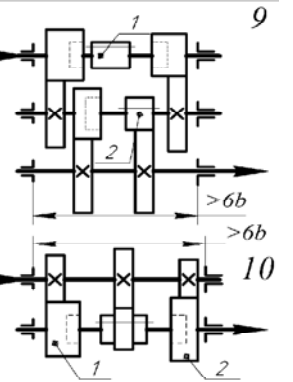
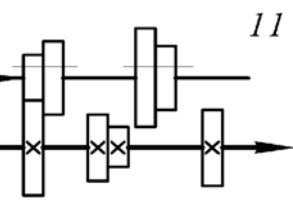
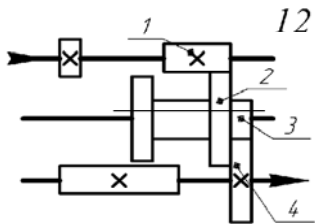
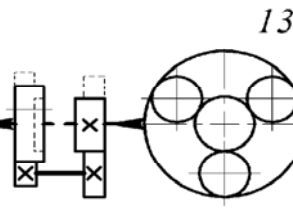
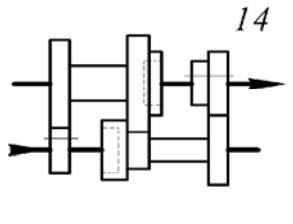
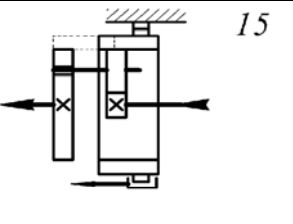
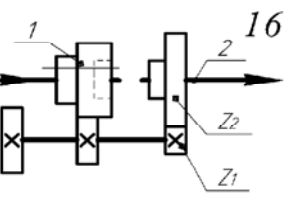
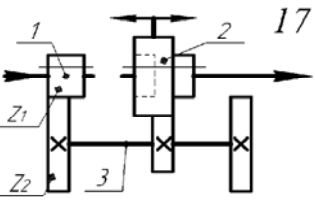
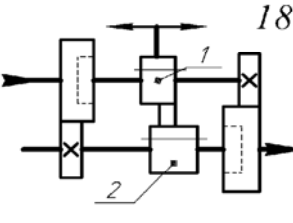
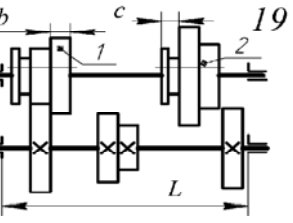
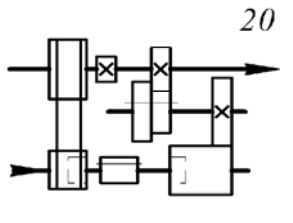


Рис. 2.33. График частот зависимого привода подач ($Z = 2_1 2_2 2_4$)

Полученные в результате кинематического анализа структурные сетки, графики частот и графы привода необходимо оптимизировать.

Для оптимизации кинематических схем используются следующие критерии: условный линейный и радиальный габариты привода, повышение его работоспособности. При этом все зубчатые колеса принимаются одинаковой ширины b . Типовые варианты оптимизации приведены в табл. 2.3.

Способы уменьшения габаритов привода

Уменьшение осевых размеров	Рациональное расположение колес в подвижном блоке		Применение связанных передач	Замена тройного блока (2 + 1)	Использование муфт
					
Уменьшение радиальных размеров	Замена 3-валовой коробки на 2-валовую	Распределение передаточных отношений	Параллельные передачи	Соосная установка валов	Применение планетарных передач
					
Другие улучшения	Отключение неработающих колес		Блокировка муфт	Размещение проточки под вилку	Использование шкивов
					

ГЛАВА 3. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА И СИЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ

3.1. Предварительный выбор двигателя

При питании непосредственно от источника переменного тока 50 Гц максимальная частота вращения асинхронных и синхронных двигателей ограничена 3000 об/мин. Для более высоких частот используют источники с более высокой частотой. В приводах станков используются двигатели постоянного тока и асинхронные короткозамкнутые переменного тока. Асинхронные короткозамкнутые электродвигатели имеют следующие преимущества: они дешевле, надежней и долговечней. Благодаря отсутствию коллектора и щеток не требуется обслуживание. Кроме этого у них низкая инерция, объем и вес. Однако полная стоимость асинхронного электропривода с регулируемой частотой вращения выше, чем постоянного тока. Электродвигатель для главного привода станка выбирают на стадии разработки его кинематической схемы (рис. 3.1). При проектировании специального станка для всех элементов цикла определяют эффективную мощность резания. Пользуясь кинематической схемой главного привода, вычисляют его коэффициент полезного действия η (или в зависимости от сложности привода принимают равным 0,75–0,85).

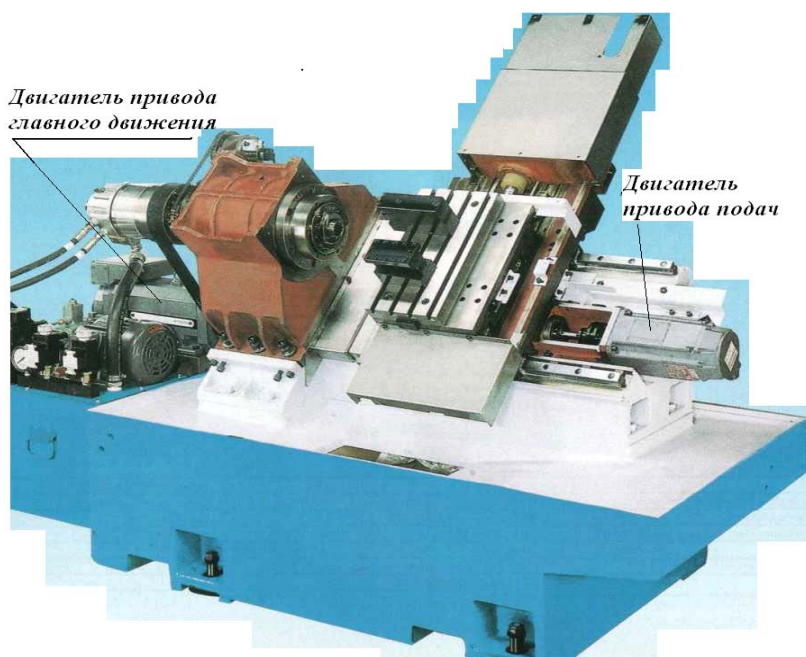


Рис. 3.1. Конструктивное размещение электродвигателей

Электродвигатель выбирают по расчетной номинальной мощности:

$$N = \frac{N_{p\max}}{\lambda\eta},$$

где $N_{p\max}$ – максимальная мощность резания в цикле работы станка; λ – коэффициент перегрузки: $\lambda = 1-1,5$ в зависимости от режима работы двигателя.

После того как механическая часть главного привода разработана, определяют постоянные N_x и нагрузочные N_H потери в ней, а также мощность на приводном двигателе:

$$N = N_p + N_x + N_H = N_p + \Delta N_m.$$

Если проектируют специальный станок, мощность на двигателе вычисляют для каждого элемента цикла работы станка. Двигатель выбирают с учетом режима его работы.

3.2. Потери мощности в приводе

Виды потерь мощности. Потери мощности в главном приводе станка слагаются из потерь в его механической части и потерь в электрической. Потери мощности в механической части ΔN_m можно разделить на постоянные и нагрузочные. Постоянные потери не зависят от полезной нагрузки и обуславливаются трением в подшипниках, передачах, перемешиванием масла при холостом вращении привода. Они связаны с частотой вращения валов и характеризуются мощностью холостого хода N_x . Нагрузочные потери N_H – это переменные потери, обусловленные полезной нагрузкой и ей пропорциональные. Таким образом, суммарные потери в механической части привода

$$\Delta N_m = N_x + N_H.$$

Определение мощности холостого хода. Мощность холостого хода на k -й ступени частоты вращения определяется по зависимости

$$N_x = a(\Delta N_{x_I} + \Delta N_{x_{II}} + \dots + \Delta N_{x_i} + \Delta N_{x_{III}}),$$

где a – коэффициент, учитывающий потери мощности в элементах управления: $a = 1,1-1,2$ (меньшие значения – при малом числе пере-

движных блоков, муфт); $\Delta N_{x_I}, \Delta N_{x_{II}}, \dots, \Delta N_{x_i}$ – постоянные потери мощности на валах I, II, ..., i ; $\Delta N_{x_{ш}}$ – постоянные потери мощности на шпинделе.

Постоянные потери мощности, кВт, в ременной передаче

$$\Delta N_{x.p} = C_p z v_p \left(\frac{1}{d_{ш1}^2} + \frac{1}{d_{ш2}^2} \right),$$

где C_p – коэффициент, учитывающий тип ремня; z – число ремней; v_p – скорость ремня, м/с; $d_{ш1}$ и $d_{ш2}$ – диаметры ведущего и ведомого шкивов, см.

Для клиновых ремней

$$C_p = k_1 + k_2 v_p.$$

Коэффициенты k_1 и k_2 для клиновых ремней связаны с сечением ремня.

Для зубчатых ремней

$$C_p = 0,001(k_3 b + k_4 v_p \sqrt{b}),$$

где b – ширина ремня, мм; k_3 и k_4 – коэффициенты, зависящие от модуля ремня m .

Постоянные потери мощности в зубчатом зацеплении

$$\Delta N_{x.з} = 0,31 C_3 b v \sqrt{\mu v},$$

где C_3 – коэффициент: для каждого колеса, не передающего крутящий момент, $C_3 = (1-1,5)10^{-3}$; для передающего $C_3 = (2-3)10^{-3}$; b – ширина венца зубчатого колеса, мм; v – окружная скорость в зацеплении, м/с; μ – динамическая вязкость смазочного материала, Па · с.

Постоянные потери мощности в одном подшипнике качения

$$\Delta N_{x.п} = 10^5 f d_m^3 (v n)^{\frac{3}{2}},$$

где f – коэффициент трения, зависящий от типа подшипника и способа смазывания; d_m – средний диаметр подшипника, мм; v – кинематическая вязкость смазочного материала, м²/с; n – частота вращения подшипника, об/мин.

Определение нагрузочных потерь мощности. Нагрузочные потери привода определяют путем суммирования потерь мощности на каждом валу, которые слагаются из потерь в ременных и зубчатых передачах, в подшипниках и других элементах.

Нагрузочные потери мощности ременной передачи

$$\Delta N_{x.p} = 3 \cdot 10^{-5} \varphi F v_p,$$

где φ – коэффициент тяги, учитывающий предварительное натяжение ремней: для передач с ремнями сечений K , L и M φ равняется соответственно 2,0; 0,8 и 0,5; F – передаваемая окружная сила, Н.

Нагрузочные потери мощности в подшипнике качения

$$\Delta N_{x.п} = 10^{-7} f_1 F_{п} d_m n,$$

где f_1 – коэффициент, учитывающий конструкцию подшипника и отношение нагрузки на него к статической грузоподъемности; $F_{п}$ – приведенная нагрузка на подшипник, Н.

Определение КПД привода. Коэффициент полезного действия механической части привода можно определить по зависимости

$$\eta = 1 - \frac{N_x}{N_I} - \frac{N_H}{N_I}$$

или по выражению

$$\eta = \left(1 - \frac{N_x}{N_I} \right) \eta_p^\alpha \eta_3^\beta \eta_{п}^\gamma,$$

где N_I – мощность на входном валу привода, кВт; η_p , η_3 , $\eta_{п}$ – средние значения КПД ременной передачи, зубчатой передачи, подшипника; α , β , γ – число ременных передач, зубчатых передач и подшипников качения в механической части привода.

Произведение

$$\eta' = \eta_p^\alpha \eta_3^\beta \eta_{п}^\gamma$$

характеризует собой нагрузочные потери. Входящие в него средние значения КПД элементов привода считаются независимыми от нагрузки и скорости и принимаются равными:

ременная передача	0,96–0,98
цилиндрическая зубчатая передача	0,98–0,99
коническая зубчатая передача	0,97–0,98

подшипник качения	0,995–0,998
подшипники скольжения	0,97–0,98

Значение η можно считать удовлетворительной оценкой коэффициента полезного действия односкоростных приводов при полном использовании номинальной мощности электродвигателя. Однако это значение КПД получается сильно завышенным для верхних ступеней частоты вращения при использовании приводов с большим диапазоном регулирования.

Значение η дает удовлетворительные оценки коэффициента полезного действия любого главного привода со ступенчатым регулированием.

3.3. Определение мощности и выбор электродвигателя в соответствии с режимом работы привода

3.3.1. Режимы работы нерегулируемых асинхронных электродвигателей

Номинальный режим работы асинхронных электродвигателей, как и других электрических машин, должен соответствовать одному из следующих:

- продолжительному $S1$ (рис. 3.2, *а*), когда продолжительность работы двигателя при неизменной внешней нагрузке достаточна для достижения практически постоянной температуры всех его частей;
- кратковременному $S2$ (рис. 3.2, *б*), для которого характерна работа двигателя с постоянной нагрузкой в течение времени, недостаточного для достижения его установившейся температуры, и отключение на время, в течение которого двигатель охлаждается до температуры окружающей среды;
- повторно-кратковременному $S3$ (рис. 3.2, *в*), при котором пусковые потери практически не оказывают влияния на повышение температуры отдельных частей двигателя;
- повторно-кратковременному с частыми пусками $S4$ (рис. 3.2, *г*), когда пусковые потери приводят к повышению температуры отдельных частей двигателя;
- повторно-кратковременному с частыми пусками и электрическим торможением $S5$ (рис. 3.2, *д*), при котором потери в процессе торможения приводят к дополнительному повышению температуры двигателя;

- перемежающемуся $S6$ (рис. 3.2, *е*), при котором работа двигателя с нагрузкой чередуется с холостым ходом;
- перемежающемуся с частыми реверсами при электрическом торможении $S7$ (рис. 3.2, *ж*), при котором потери при реверсе существенно влияют на температуру отдельных частей двигателя;
- перемежающемуся с двумя или более частотами вращения $S8$ (рис. 3.2, *з*), при котором потери в моменты перехода с одной частоты вращения на другую влияют на температуру отдельных частей двигателя.

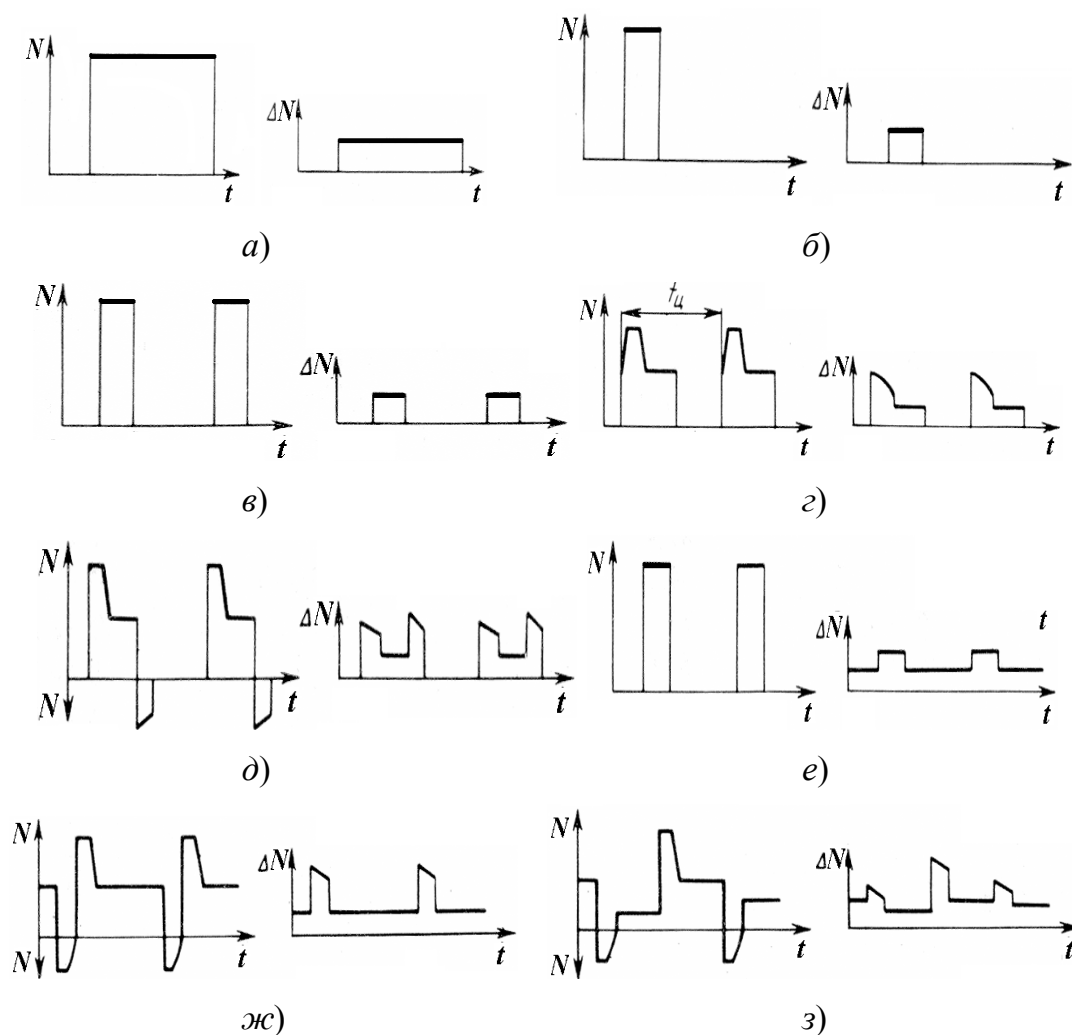


Рис. 3.2. Цикловые нагрузочные графики электродвигателя:
а – продолжительный режим $S1$; *б* – кратковременный $S2$;
в – повторно-кратковременный $S3$; *г* – повторно-кратковременный с частыми пусками $S4$; *д* – повторно-кратковременный с частыми пусками и электрическим торможением $S5$; *е* – перемежающийся $S6$;
ж – перемежающийся с частыми реверсами при электрическом торможении $S7$; *з* – перемежающийся с двумя или более частотами вращения $S8$

3.3.2. Выбор нерегулируемых асинхронных электродвигателей от режима работы

Выбор двигателя для работы в продолжительном режиме S1.

Продолжительный режим S1 характерен для двигателей главного привода тяжелых токарных, шлифовальных и зубообрабатывающих станков. Номинальную мощность двигателя, кВт, определяют по мощности резания N_p и КПД механической части привода:

$$N \geq \frac{N_p}{\eta}$$

Выбор двигателя для работы в повторно-кратковременном режиме S3. Повторно-кратковременный режим работы характерен для двигателей главного привода станков-автоматов, полуавтоматов, отрезных станков. Для них рекомендуется применять асинхронные двигатели с повышенным скольжением серии 4АС. Если t_p – время работы двигателя в цикле станка, с, t_0 – продолжительность паузы, с, то расчетная продолжительность включения двигателя

$$\varepsilon = \frac{t_p}{t_p + t_0}$$

Определение мощности, которую может развивать двигатель при расчетной продолжительности включения:

$$N_\varepsilon = N_{\varepsilon_i} \sqrt{\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon}}$$

где ε_i – стандартная продолжительность включения (для двигателей серии 4АС ε_i принята равной 0,15; 0,25; 0,40; 0,60; 1,00); N_{ε_i} – номинальная мощность двигателя при стандартном продолжении включения (ПВ), соответствующем ε_i , кВт, приведенная в каталоге.

При этом ε_i берут ближайшей к ε . Двигатель выбирают по мощности N_ε .

Выбор двигателя для работы в режимах S4 и S5 с частыми пусками и торможениями или реверсами. Двигатели выбирают по предельно допустимому числу пусков в час.

Зная заданную мощность на шпинделе станка, определяют с учетом КПД привода мощность на валу двигателя и по каталогу выбирают ближайший по мощности двигатель. По его технической ха-

характеристике, параметрам разработанной механической части главного привода, продолжительности цикла работы станка $t_{ц}$, времени работы двигателя в цикле и продолжительности паузы находят: продолжительность включения ε ; отношение статического момента сопротивления M_c к номинальному моменту M_H выбранного двигателя: $m_c = \frac{M_c}{M_H}$; коэффициент k_m (по графику в зависимости от m_c); коэффициент инерции $F_i = \frac{I_d + I_M}{I_d}$, где I_d – момент инерции ротора двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; I_M – приведенный к валу двигателя момент инерции механизма главного привода, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; отношение суммарных потерь предварительно выбранного двигателя при номинальной мощности N в длительном режиме работы к суммарным потерям при мощности N_ε , соответствующей повторно-кратковременному режиму,

$$k_p = \frac{N(1 - \eta)}{N_\varepsilon(1 - \eta_\varepsilon)},$$

где η – КПД двигателя при номинальной мощности; η_ε – КПД двигателя при мощности, соответствующей повторно-кратковременному режиму с продолжительностью включения ε .

Затем для предварительно выбранного двигателя по каталогу находят условно допустимое число h_0 пусков в час при отсутствии статической и динамической нагрузок. Вычисляют допустимое число h пусков двигателя в час с учетом реальных нагрузок и режима работы:

$$h = \frac{h_0(1 - \varepsilon)k_mk_p}{F_i}.$$

Если двигатель тормозится противовключением или реверсируется, допустимое число включений или реверсов получают делением найденного значения h на 4.

Определяют минимальную допустимую продолжительность цикла работы станка, с: $t_{ц\min} = \frac{3600}{h}$.

Если $t_{ц\min}$ больше заданной продолжительности цикла $t_{ц}$, двигатель выбран неправильно. Необходимо взять более мощный двигатель и повторить для него расчет.

Если заданы время разгона (пуска) $t_{\text{п}}$ и время торможения $t_{\text{т}}$ шпинделя станка, двигатель проверяют и по этим критериям. Сначала вычисляют номинальный момент двигателя, Н · м,

$$M_{\text{н}} = \frac{1000N}{0,105n_{\text{н}}}$$

и средний пусковой момент, Н · м,

$$M_{\text{п.ср}} \approx 0,5M_{\text{н}}(m_{\text{к}} + m_{\text{п}}),$$

где $m_{\text{к}}$ – каталожное значение отношения максимального момента двигателя M_{max} к номинальному $M_{\text{н}}$; $m_{\text{п}}$ – каталожное значение отношения его пускового момента $M_{\text{п}}$ к номинальному.

Затем определяют время пуска $t_{\text{п}}$ и время торможения $t_{\text{т}}$ шпинделя, с:

$$t_{\text{п}} = \frac{0,105n_{\text{н}}(I_{\text{д}} + I_{\text{м}})}{M_{\text{п.ср}} - M_{\text{с}}}; \quad t_{\text{т}} = \frac{0,105n_{\text{н}}(I_{\text{д}} + I_{\text{м}})}{M_{\text{т}} + M_{\text{с}}},$$

где $M_{\text{т}}$ – средний момент торможения, Н · м: $M_{\text{т}} \approx M_{\text{п}}$.

Время реверсирования шпинделя

$$t_{\text{рев}} = t_{\text{п}} + t_{\text{т}}.$$

Если продолжительности пуска, торможения и реверсирования недопустимо велики, надо взять по каталогу следующий двигатель и повторить расчет.

Выбор двигателя для работы в перемежающихся режимах S6–S8. Эти режимы в металлорежущих станках встречаются наиболее часто. Цикл работы двигателя может включать следующие элементы: пуск для разгона шпинделя при статическом моменте сопротивления привода $M_{\text{с1}}$ и моменте инерции, приведенном к валу двигателя, равном $I_{\text{м1}}$; работа при мощности на валу двигателя N_1 в течение времени t_1 ; торможение противовключением; пауза в течение времени t_0 перед изменением частоты вращения шпинделя; разгон шпинделя при $M_{\text{с2}}$ и $I_{\text{м2}}$; работа при N_2 в течение времени t_2 ; торможение противовключением; пауза для снятия обработанной детали и установки заготовки и др. Двигатель выбирают следующим образом.

Строят цикловой нагрузочный график. Для этого на оси абсцисс откладывают продолжительности t_j j -х интервалов цикла, на оси ординат – значения N_j мощности двигателя в j -м интервале (рис. 3.3).

По нагрузочному графику определяют наибольшую мощность N_{\max} и мощность потерь в j -м интервале:

$$\Delta N_j = N_j \left(\frac{1}{\eta_j} - 1 \right),$$

где η_j – КПД электродвигателя, соответствующий мощности N_j .

Вычисляют среднюю мощность потерь за цикл работы станка:

$$\Delta N_{\text{cp}} = \sum_{j=1}^q \frac{\Delta N_j t_j}{t_{\text{ц}}},$$

где q – число интервалов в цикле; $t_{\text{ц}}$ – время цикла.

По перегрузочной способности производят предварительный выбор двигателя по каталогу. Для этого его номинальную мощность N определяют исходя из наибольшей мощности N_{\max} в цикле работы:

$$N = \frac{N_{\max}}{\lambda},$$

где λ – коэффициент перегрузки (при предварительном выборе двигателя $\lambda = 1,5$).

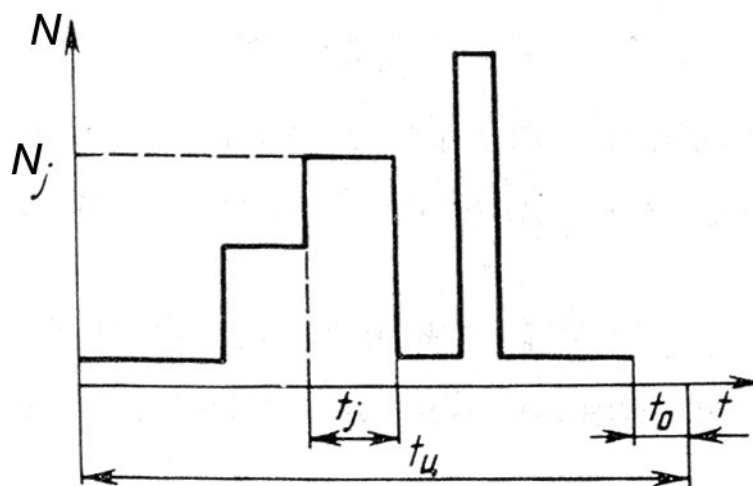


Рис. 3.3. Цикловой нагрузочный график электродвигателя

Выбранный двигатель проверяют на нагрев по методу средних потерь. Для этого находят номинальное значение потерь мощности ΔN_n в двигателе при работе с номинальной мощностью N

в режиме S1 $\Delta N_n = N \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right)$, и проверяют выполнение условия

$$\Delta N_n \geq \Delta N_{cp}. \quad (3.1)$$

Если условие (3.1) не выполняется, предварительно выбранный двигатель для данного привода не подходит по нагреву.

По каталогу выбирают следующий, более мощный двигатель и повторяют расчет.

Более точная методика выбора двигателя включает учет потерь энергии, кДж, в нем при пуске $\Delta A_n = 0,105 \cdot 10^{-3} n_n M_{п.ср} t_n$, торможении $\Delta A_t = 0,315 \cdot 10^{-3} n_n M_t t_t$ и реверсировании $\Delta A_{рев} = \Delta A_n + \Delta A_t$.

Снижение эффективности охлаждения отключенного электродвигателя (во время паузы t_0) учитывают коэффициентом β_0 , а при пуске и торможении (вследствие снижения частоты вращения) – коэффициентом β_1 . Для двигателей 4АН с $N = 1-100$ кВт и с синхронной частотой 1500 об/мин коэффициент $\beta_0 = 0,5-0,2$, а для двигателей 4А $\beta_0 = 0,45-0,3$ (меньшие значения относятся к большей мощности). Коэффициент $\beta_1 = 0,5(1 + \beta_0)$.

ГЛАВА 4. ШПИНДЕЛЬНЫЕ УЗЛЫ СТАНКОВ

4.1. Основные требования, предъявляемые к шпиндельным узлам

Шпиндельные узлы предназначены для осуществления вращения инструмента или обрабатываемой детали. Они входят в несущую систему станка и в значительной мере определяют жесткость и виброустойчивость.

Шпиндельный узел станка состоит из шпинделя, его опор, приводного элемента. На шпиндель действуют нагрузки, вызываемые силами резания, силами в приводе (ременном, зубчатом), а также центробежными силами, возникающими от неуравновешенности вращающихся деталей самого шпиндельного узла. Проектирование шпиндельного узла включает: выбор типа привода, опор, устройств для их смазывания и защиты от загрязнений; определение диаметра шпинделя, расстояния между опорами и разработку конструкции всех элементов.

К шпиндельным узлам станков предъявляют следующие основные требования:

1. Точность вращения, измеряемая биением на переднем конце шпинделя в радиальном или осевом направлениях; отклонения от идеального вращения являются одной из основных причин погрешностей обработки на многих станках. Биение шпинделей специальных станков не должно быть больше одной трети допуска на лимитирующий размер обработанной на станке детали.

2. Жесткость шпиндельного узла характеризуется его деформациями под действием нагрузок. Допустимая минимальная жесткость переднего конца шпинделя производственных станков составляет 200 Н/мкм; прецизионных станков – 400 Н/мкм. Допустимый угол поворота шпинделя в передней опоре, сопровождающегося неравномерным распределением нагрузки между телами качения подшипников, принимается равным 0,00575–0,008625 град. Угол поворота шпинделя под приводным зубчатым колесом допускается от 0,0046 до 0,00575 град, а прогиб в этом месте не должен превышать $0,01m$ (где m – модуль зубчатого колеса).

Требования к жесткости шпинделя можно выразить по-другому. Для обеспечения работоспособности шпиндельных подшипников необходимо выполнение следующего соотношения между диаметром шпинделя и межопорным расстоянием l : $d \geq \sqrt[4]{(0,05 - 0,1)l^3}$.

Допустимое радиальное перемещение переднего конца шпинделя под действием нагрузки не должно превышать одной трети допуска на размер обработанной на станке детали.

3. Вибростойчивость шпиндельного узла, существенно влияющая на общую устойчивость несущей системы и всего станка. Демпфирующие свойства опор и амплитудно-частотные характеристики шпиндельного узла влияют на шероховатость поверхности и предельно допустимые режимы обработки (для быстроходных шпинделей станков опасность могут представлять резонансные явления).

4. Долговечность шпиндельных узлов, которая связана с долговечностью опор шпинделя в смысле сохранения первоначальной точности вращения; это требование имеет особое значение для шпиндельных опор качения.

5. Быстрое и надежное закрепление инструмента, приспособления или детали, обеспечивающее их точное центрирование и соответственно точное вращение; в современных станках возрастают требования к автоматизации закрепления инструмента, приспособления или обрабатываемой детали.

6. Ограничение тепловыделения и температурных деформаций шпиндельного узла, которые сильно влияют на точность обработки; опоры шпинделей при значительной частоте вращения являются интенсивным источником выделения тепла. Допустимый нагрев наружного кольца подшипника нормируется в соответствии с классом точности станка (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Допускаемая температура подшипника шпиндельного узла

Класс точности станка	Н	П	В	А	С
Допускаемая температура наружного кольца, °С	70	50–55	40–45	35–40	28–30

Особенностью многих станков является то, что указанные требования должны выполняться при изменяемых в широких пределах нагрузках и частотах вращения (табл. 4.2).

Таблица 4.2

Параметры точности опор шпинделей прецизионных станков

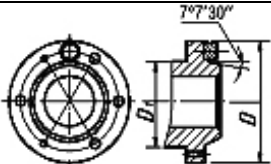

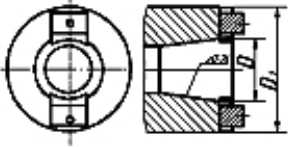
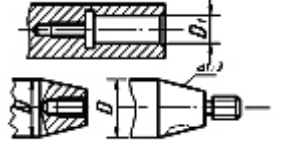
Опоры шпинделя	Биение, мкм, не более	
	достигнутое	перспективное
Подшипники качения	0,6–1,0	0,2–0,5
Гидростатические подшипники	0,2–0,4	До 0,1
Аэростатические подшипники	0,1–0,2	0,05–0,1

4.1.1. Конструктивные особенности шпиндельных узлов

Для возможности закрепления инструмента или приспособления на переднем конце шпинделя выполняют специальные фланцы и наружные или внутренние конусы. Размеры этих элементов стандартизованы (табл. 4.3).

Таблица 4.3

Основные типы концов шпинделей станков

Конструктивное исполнение	Применение в станках	Конструктивное исполнение	Применение в станках
	Токарно-револьверных, шлицешлифовальных и др.		Сверлильных и расточных
	Фрезерных, многоцелевых, расточных		Шлифовальных

Применение специальных конструкций и размеров рабочих концов шпинделей допускается в исключительных случаях для особо тяжелых или специальных станков (рис. 4.1).

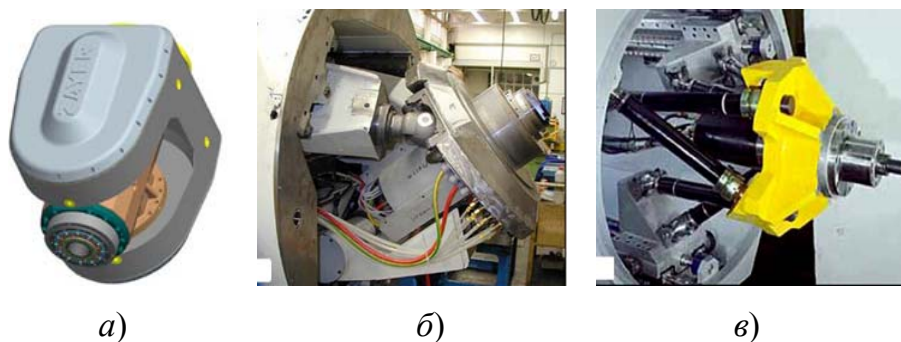


Рис. 4.1. Конструкции шпиндельных узлов:
а – автономных; б – шарнирно-поворотных; в – гексоподных

Для передачи крутящего момента на шпиндель применяют зубчатые или ременные передачи, а также муфты. Тип приводного элемента выбирают в зависимости от частоты вращения шпинделя, передаваемого на него крутящего момента, компоновки станка, требований к плавности вращения шпинделя (рис. 4.2).

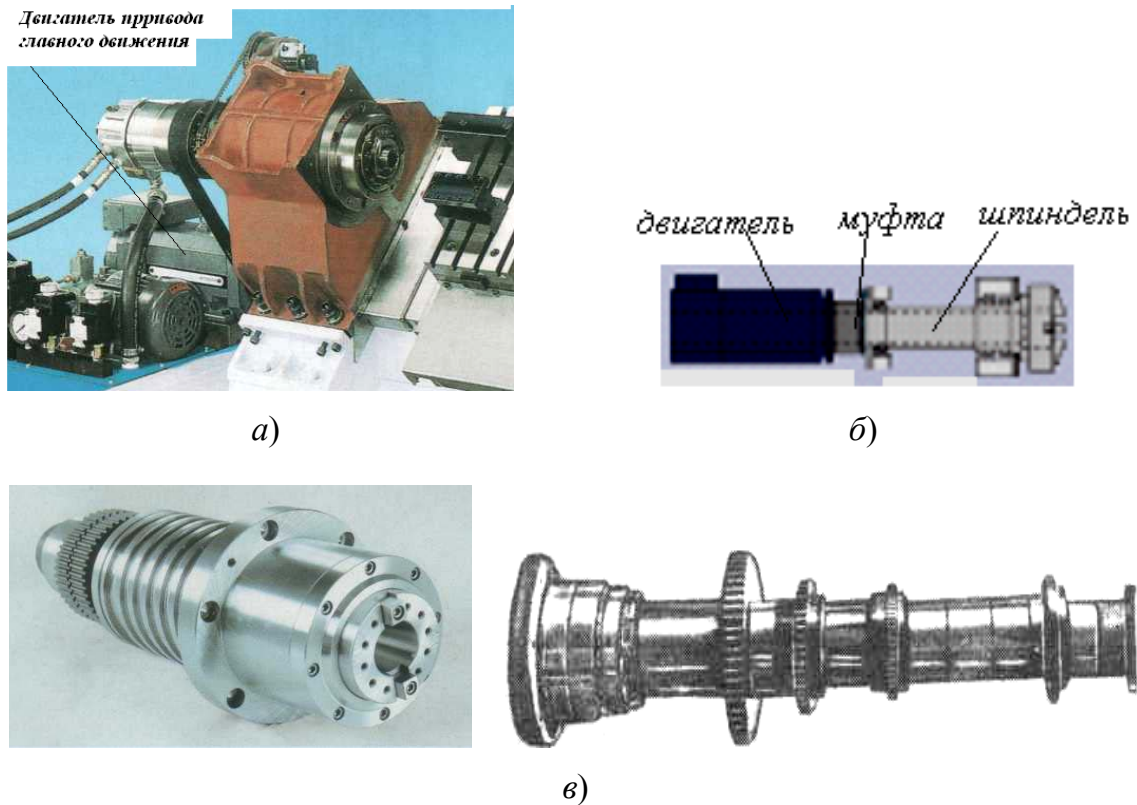


Рис. 4.2. Конструкции приводных элементов шпиндельных узлов:
а – ременных; б – муфт; в – зубчатых колес

Зубчатая передача способна передавать большие крутящие моменты, проста по конструкции, компактна. Но погрешности передачи снижают плавность вращения шпинделя и вызывают дополнительные динамические нагрузки в приводе. Зубчатую передачу обычно применяют, когда частота вращения не превышает 2000–3000 об/мин. Но при точном изготовлении и монтаже передачи она может быть применена и для больших частот вращения. Для повышения точности шпинделя зубчатое колесо, находящееся на нем, выполняют разгруженным.

Ременная передача обеспечивает плавное вращение шпинделя, снижение динамических нагрузок в приводе станка. Но эта передача имеет сравнительно большие габариты, так как для повышения точности шпиндельного узла шкив устанавливают на дополнительные

опоры. Ременную передачу применяют при разных частотах вращения шпинделя, в том числе и при относительно высоких (6000 об/мин и выше), когда окружная скорость ремня достигает 60–100 м/с.

В станках с ЧПУ применяют *мотор-шпиндели*. В их состав входит электродвигатель, ротор которого закреплен на шпинделе между передней и задней опорами (рис. 4.3). Применение мотор-шпинделей позволяет уменьшить массу станка, потери энергии, уровни вибраций и шума.

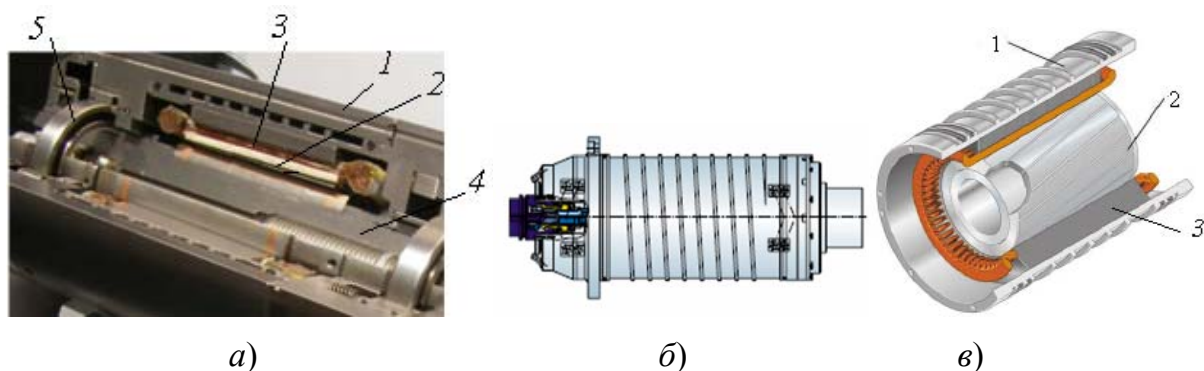


Рис. 4.3. Конструкция мотор-шпинделя:
а – разрез; б – общий вид; в – 3D модель:
1 – корпус; 2 – ротор; 3 – статор; 4 – шпиндель;
5 – подшипник

В особо высокоточных станках применяют главный привод с отдельным от шпиндельной бабки регулируемым электродвигателем, вал которого соединен со шпинделем *эластичной муфтой* со встроенным теплоизолирующим элементом.

В станках нормальной точности электродвигатель и шпиндель соединяют жесткой муфтой.

Чтобы полностью исключить передачу возмущений от электродвигателя на шпиндель, применяют так называемый *инерционный привод*. Шпиндель соединяется с источником энергии, разгоняется до рабочей скорости, затем отключается от привода. Обработка детали производится после выключения двигателя от привода. Для увеличения запаса кинетической энергии на шпиндель иногда устанавливают маховик.

4.1.2. *Материал и термообработка шпинделей*

Решающими факторами, определяющими выбор материала шпинделя, являются твердость и износостойкость рабочих шеек и базизирующих поверхностей фланцев и стабильность размеров и формы

шпинделя в процессе его изготовления и работы. У шпинделя, работающего в условиях динамических нагрузок, должны быть высокая поверхностная твердость и вязкая сердцевина.

Для шпинделей станков нормальной и повышенной точности (Н и П), устанавливаемых в подшипниках качения, в качестве основного метода упрочнения рекомендуется поверхностная закалка с индукционным нагревом до твердости HRC 48–56. Эта твердость обеспечивается при изготовлении шпинделей из сталей марок 40X, 45, 50.

Объемная закалка, обеспечивающая твердость в пределах HRC 56–60, рекомендуется преимущественно для шпинделей сложной формы, например, при наличии конусных отверстий небольшого размера, фланцев, пазов для крепления сухарей и т. д., когда выполнение заковки индукционным нагревом представляет технологические трудности. В этом случае шпиндели рекомендуется выполнять из сталей марок 4XГР и 50X.

Если для рабочих поверхностей шпинделей требуется твердость в пределах HRC 54–59, а объемная закалка затруднена, шпиндели изготавливают из сталей 40XФА и 18XГТ с последующим азотированием или из сталей 18XГТ и 20X с последующей цементацией. Для азотирования возможно также применение стали марки 40X, но износостойкость в этом случае будет несколько меньше.

Шпиндели станков высокой и особо высокой точности (В, А), устанавливаемые в подшипники качения, в связи с высокими требованиями к точности изготовления, постоянству размеров, формы и износостойкости рекомендуется упрочнять методом азотирования и поэтому выполнять из сталей марок 40XФА и 18XГТ. При изготовлении шпинделей несложной конфигурации допускается применение цементации с последующей закалкой и отпуском. В этом случае шпиндели изготавливают из сталей марок 18XГТ, 12ХНЗА, 20X.

Шпиндели, устанавливаемые в подшипники жидкостного трения, должны иметь высокую твердость и низкую шероховатость рабочих шеек. Основным методом упрочнения шпинделей этой группы – азотирование до твердости HRC 63–68. Рекомендуемая в качестве материала сталь – 38ХВФЮА обеспечивает высокую стойкость азотированной поверхности против задиров. Азотируемые шпиндели большого диаметра целесообразно выполнять из стали марки 38ХЮ.

Применение сталей с повышенным или высоким содержанием углерода, типа 50, У8А, ШХ15, допускается для шпинделей станков нормальной и повышенной точности, главным образом тяжелых станков.

Рабочие шейки и посадочные поверхности в этом случае упрочняют поверхностной закалкой с помощью индукционного нагрева до твердости HRC 54–62. Шпиндели относительно небольшого диаметра (до 70–80 мм) изготавливают из цементуемых сталей марок 18ХГТ и 12ХНЗА; рабочие поверхности цементуют и закаливают до твердости HRC 56–60.

В отдельных случаях полые шпиндели большого диаметра целесообразно изготавливать из серого чугуна СЧ 15–32 или СЧ 21–40 или высокопрочного чугуна с шаровидным графитом.

В последние годы испытывались шпиндели из стеклокерамики. Благодаря чрезвычайно низкому коэффициенту теплового расширения их целесообразно применять для сверхпрецизионных станков.

4.1.3. Шпиндельные опоры качения

В шпиндельных узлах современных станков в основном применяют подшипники качения (рис. 4.4). Для них характерны небольшие потери на трение и простые системы смазывания. Подшипники качения обеспечивают высокую точность вращения шпинделей (радиальное биение 0,01–0,03 мм, в прецизионных станках – 3–7 мкм) и необходимую виброустойчивость, они надежно работают при изменении частот вращения и нагрузок в широких диапазонах, удобны в эксплуатации.

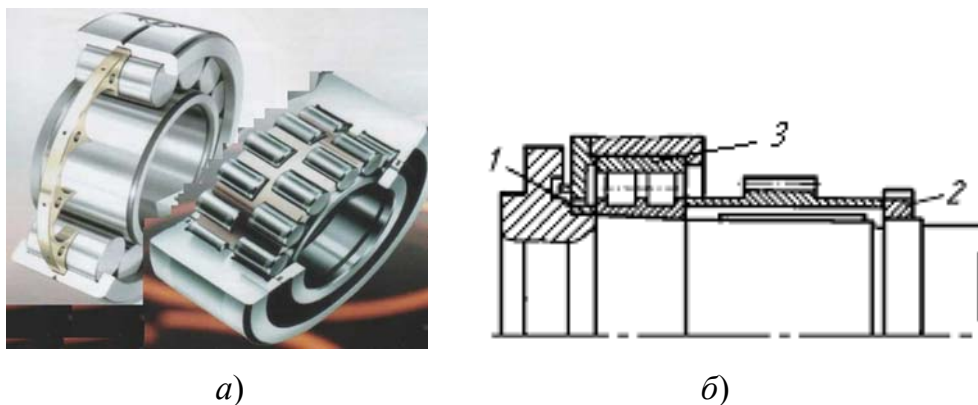


Рис. 4.4. Конструкции опор качения:
a – подшипники; *б* – способ установки в шпиндельном узле:
 1 – кольцо; 2 – гайка регулировочная; 3 – подшипник

Несущая способность подшипников качения характеризуется *динамической* и *статической* грузоподъемностью. *Динамическая грузоподъемность радиальных и радиально-упорных подшипников* – такая постоянная радиальная нагрузка, которую каждый из группы

идентичных подшипников с неподвижным наружным кольцом может воспринимать при долговечности, составляющей 1 млн оборотов. *Динамическая грузоподъемность упорных и упорно-радиальных подшипников* – такая постоянная чисто осевая нагрузка, которую каждый из группы идентичных подшипников может воспринимать в течение 1 млн оборотов одного из колец подшипников. *Статическая грузоподъемность* – это такая статическая нагрузка, в результате действия которой возникает общая остаточная деформация тел качения и колец в наиболее нагруженной зоне контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения.

Быстроходность подшипников качения характеризуется предельной частотой вращения. Предельная частота вращения подшипников в нормальных условиях эксплуатации указывается в каталогах подшипников. Если частота вращения шпинделя должна превышать предельную для подшипников, следует обеспечить хороший отвод теплоты от опор, использовать смазочные материалы малой вязкости.

Обобщенным показателем быстроходности опор шпинделей с радиальными, радиально-упорными и упорно-радиальными подшипниками является параметр быстроходности $d_m n_{\max}$, мм · мин⁻¹, где $d_m = 0,5(d + D)$; d – диаметр отверстия подшипника, мм; D – наружный диаметр подшипника, мм; n_{\max} – наибольшая частота вращения шпинделя.

Показателем долговечности подшипников считается время, в течение которого в тождественных условиях должны работать не менее 90 % партии подшипников данного типоразмера.

Предварительный натяг в подшипниках качения, используемых для опор шпинделей, необходим для повышения точности вращения и жесткости. Шариковые радиально-упорные и конические роликовые подшипники при сборке устанавливаются попарно с предварительным натягом. В радиальных шарикоподшипниках предварительный натяг осуществляется посредством осевого смещения наружного кольца относительно внутреннего, для этого используют втулки различной длины между наружными и внутренними кольцами пары подшипников, предварительное сошлифовывание торцов колец или пружины, обеспечивающие заданную осевую силу предварительного натяга.

Конструкции и свойства подшипников качения для опор шпинделей. *Двухрядные роликовые* подшипники с короткими цилиндрическими роликами предназначены для восприятия только радиальной нагрузки. Подшипники типа 3182100 имеют гладкую дорожку ка-

чения (без буртов) на наружном кольце, типа 4162900 – на внутреннем кольце. Последнее позволило уменьшить наружный диаметр подшипника. Благодаря наличию конического отверстия во внутреннем кольце при его осевом перемещении относительно конической шейки шпинделя регулируется радиальный зазор в подшипнике. Описываемые подшипники применяются в шпиндельных узлах, предназначенных для работы при больших радиальных нагрузках и средних частотах вращения. Их параметр быстроходности $d_m n_{\max} \leq 3 \cdot 10^5$ мм · мин⁻¹, диапазон регулирования частоты вращения не превышает 500.

Конические роликоподшипники применяют в опорах, работающих с относительно небольшими частотами вращения и воспринимающих значительные комбинированные нагрузки. Из-за больших потерь на трение их параметр быстроходности $d_m n_{\max}$ обычно не превышает $3 \cdot 10^5$ мм · мин⁻¹, допустимый диапазон регулирования частоты вращения равен 100.

Однорядные роликовые конические подшипники с буртом на наружном кольце типа 67700Л предназначены для восприятия радиальных и осевых нагрузок. Имеют малый угол конуса дорожек качения, благодаря чему снижается давление роликов на борт внутреннего кольца и повышается радиальная жесткость. На внутреннем кольце отсутствует малый борт, что дает возможность обрабатывать дорожку качения с повышенной точностью. Массивный сепаратор из цветного металла центрируется по внутреннему кольцу. Параметр быстроходности $d_m n_{\max} \leq (3,9-4,2) 10^5$ мм · мин⁻¹. Эти подшипники обычно устанавливают в передней опоре шпинделя.

Тип подшипников назначают на основании требований по точности вращения и быстроходности с учетом условий эксплуатации.

В табл. 4.4 показаны наиболее распространенные разновидности шпиндельных подшипников качения и их особенности. Приведена относительная жесткость C подшипников (усредненные показатели).

Подшипники с коническими роликами (схема 1) обладают наибольшей жесткостью, минимальной быстроходностью и применяются при весьма больших нагрузках. Подшипники очень чувствительны к установке натяга, который регулируется смещением внутреннего кольца относительно наружного, например гайкой 1 (схема 1, а, б). Для повышения частоты вращения и работоспособности применяют разновидности таких опор (схема 1) с автоматическим регулированием натяга.

Подшипники (схема 2) отличаются высокой жесткостью и виброустойчивостью, так как ролики соседних рядов сдвинуты на полшага, что повышает стабильность жесткости по углу поворота. Величина натяга устанавливается за счет подшлифовки компенсатора 1 (который также исключает перекос внутреннего кольца подшипника) и подтягиванием гайки 2.

Таблица 4.4

Шпиндельные подшипники качения

Схема	Обозначение	Жесткость C	Особенности установки
1 		1	
2 		0,95	
		0,5	
3 		0,2	
4 		0,7	
5 		1	

Для уменьшения потерь на трение используют однорядные роликовые подшипники (схема 2, внизу).

Шариковые радиально-упорные подшипники (схема 3) имеют максимальную быстроходность и минимальные потери на трение, но обладают наименьшей жесткостью, поэтому часто применяется их сдвоенное расположение (схема 3, а–в).

При расположении по О-образной схеме (схема 3, а) обеспечивается больший эффект «заделки» шпинделя, чем в Х-образной схеме (схема 3, б), что благоприятно сказывается на работоспособности при консольных нагрузках. Осевая нагрузка воспринимается в обоих направлениях, как и в схеме 3, б.

При расположении подшипников по Т-образной схеме (схема 3, в) осевая жесткость удваивается, но осевая нагрузка воспринимается только в одну сторону. Сдвоенные подшипники выпускаются попарно и не требуют дополнительных проставочных колец.

Зазор-натяг в подшипниках регулируется за счет подшлифовки на величину Δ проставочных колец 1 или 2 и выборкой образовавшегося зазора гайкой 3 (схема 3, з). Для нормальной работы подшипников необходимо исключить возможность перекоса колец при монтаже. Это достигается базированием колец по торцу (схема 3, з), поджимом колец через длинную втулку 4 (рис. 4.5).

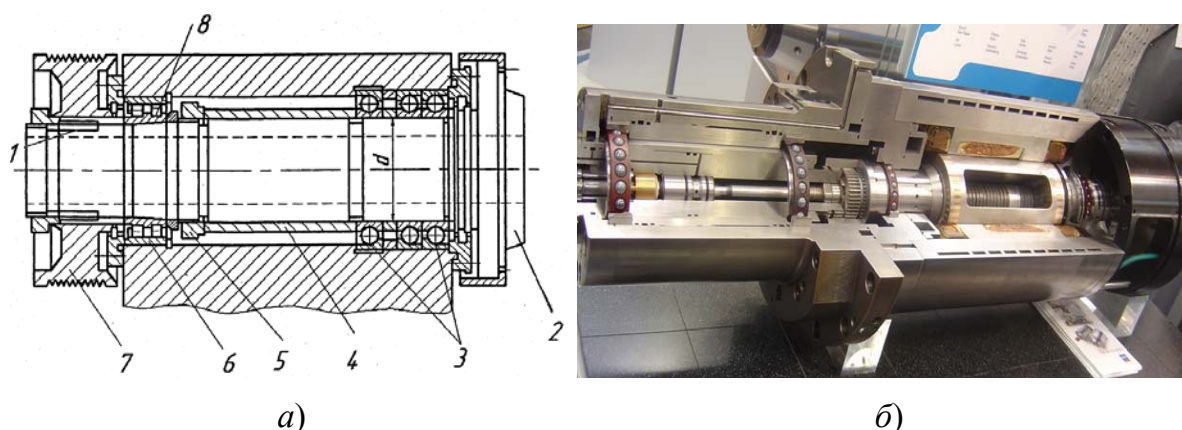


Рис. 4.5. Типовая конструкция шпиндельного узла станка:
а – эскиз узла; б – разрез

Для высокоскоростных узлов применяют радиально-упорные керамические подшипники, у которых из нитрида кремния выполнены только шарики. Подшипники обеспечивают примерно вдвое большую быстроходность, уменьшенный нагрев (ориентировочно в 1,8 раза) и имеют более низкие коэффициенты трения и линейного расширения (примерно на 75 %).

Упорно-радиальные двухрядные шарикоподшипники (схема 4) работают в паре с радиальным и воспринимают осевую нагрузку в двух направлениях. Быстроходность подшипника выше, чем упорного подшипника (схема 5) примерно в 1,5–2 раза, а тепловыделение – меньше. Требуемый натяг выдерживается за счет толщины B кольца 1 (схема 4).

Упорные шариковые подшипники (схема 5) применяются при средних частотах вращения. Для нормальной работы подшипника нужно правильно установить натяг (с помощью гайки 1, схема 5, б). Натяг должен препятствовать смещению шариков с дорожек под действием центробежных сил и исключить проворот шариков от действия гироскопического момента, возникающего из-за того, что положение оси вращения шариков постоянно меняется. Для обеспечения этих требований натяг должен возрастать пропорционально квадрату частоты вращения. На схеме 5, а показана передняя опора сверлильного станка (задняя опора аналогична), в которой для восприятия большой осевой силы предусмотрен упорный подшипник 1.

Тепловыделение в опорах качения шпиндельных узлов. Потери на трение в подшипниках оцениваются по моменту трения либо тепловым потоком, Вт, выделяемым в них:

$$Q = 0,4 \cdot 10^{-2} Rdnf,$$

где R – нагрузка на подшипник, Н; d – диаметр подшипника, мм; n – частота вращения, мин⁻¹; f – условный коэффициент трения (для шариковых и роликовых цилиндрических подшипников $f = 0,002–0,003$; для конических роликоподшипников $f = 0,004–0,008$).

Теплота, выделяемая в подшипнике, ведет к нагреву стенок корпуса и самого шпинделя и, как следствие, к температурным деформациям.

Точность подшипников. Точность подшипников во многом определяет точность вращения шпинделя. Радиальное биение конца шпинделя (рис. 4.6, а):

$$\Delta = \delta_A \left(1 + \frac{a}{l}\right) + \delta_B \frac{a}{l}.$$

Обычно принимают $\Delta \leq \frac{1}{3}$ допуска на радиальное биение конца шпинделя.

Приняв, что $\delta_A \left(1 + \frac{a}{l}\right) = \delta_B \frac{a}{l}$, получим:

$$\delta_A = \frac{\Delta}{6 \left(1 + \frac{a}{l}\right)}; \quad \delta_B = \frac{\Delta}{6 \frac{a}{l}}.$$

По величинам δ_A и δ_B выбирают подшипники соответствующего класса точности.

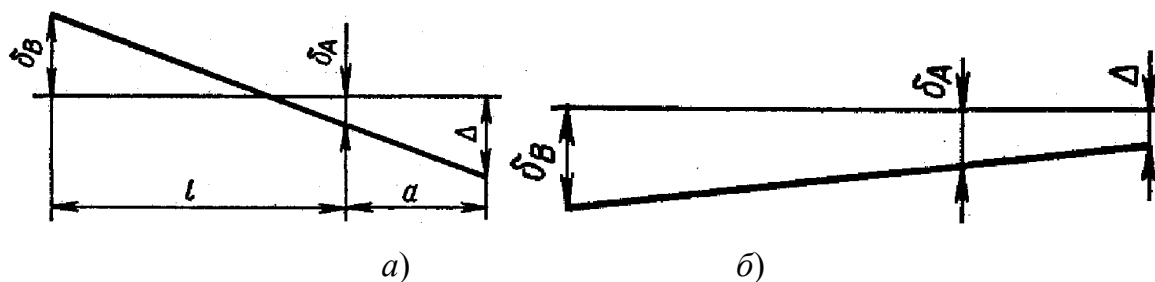


Рис. 4.6. Расчетные схемы шпиндельного узла:
a – радиальные биения опор в противоположных направлениях; *б* – в одном направлении

Если при сборке шпиндельного узла подшипники устанавливаются таким образом, что их биения направлены в одну сторону, то это резко снижает биение переднего конца шпинделя (рис. 4.6, б).

4.1.4. Типовые компоновки шпиндельных узлов с опорами качения

При повышенных требованиях к быстроходности в опорах шпинделей применяют особо быстроходные радиально-упорные шарикоподшипники (тип 36000К), отличающиеся высокой точностью изготовления (табл. 4.5). Эти подшипники собирают в комплекты по два, три или четыре (рис. 4.7).

Таблица 4.5

Рекомендованные классы точности подшипников качения для шпинделей станков

Класс точности станка	Класс точности радиальных подшипников опор		Класс точности упорных подшипников опор
	передней	задней	
Н	5	5	5
П	4	5	5
В	2	4	4
А	2	2	4
С	2	2	2

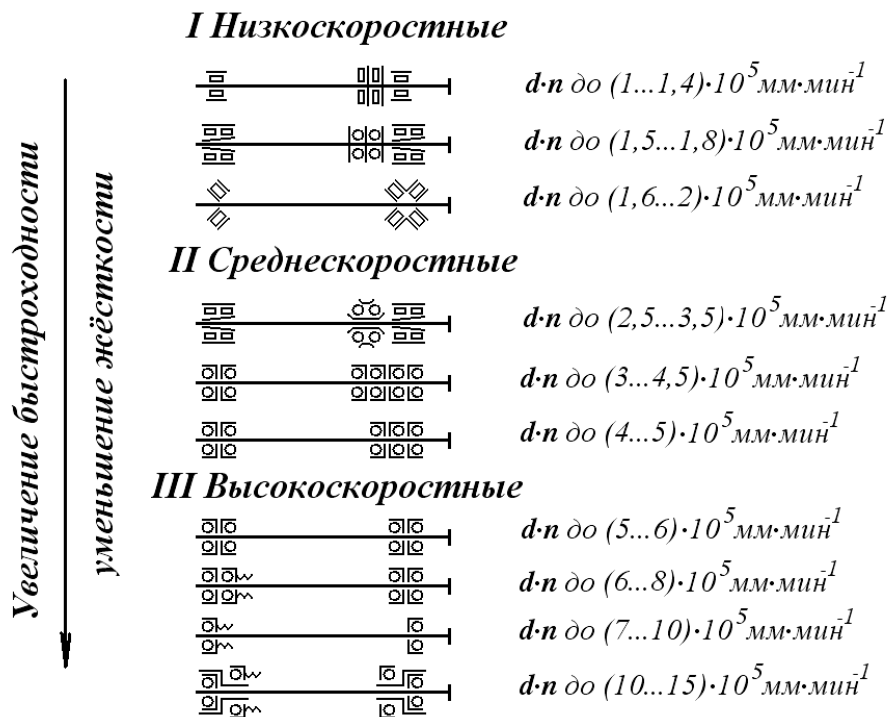


Рис. 4.7. Схема влияния параметров опор шпиндельного узла

4.2. Способы смазывания подшипников качения

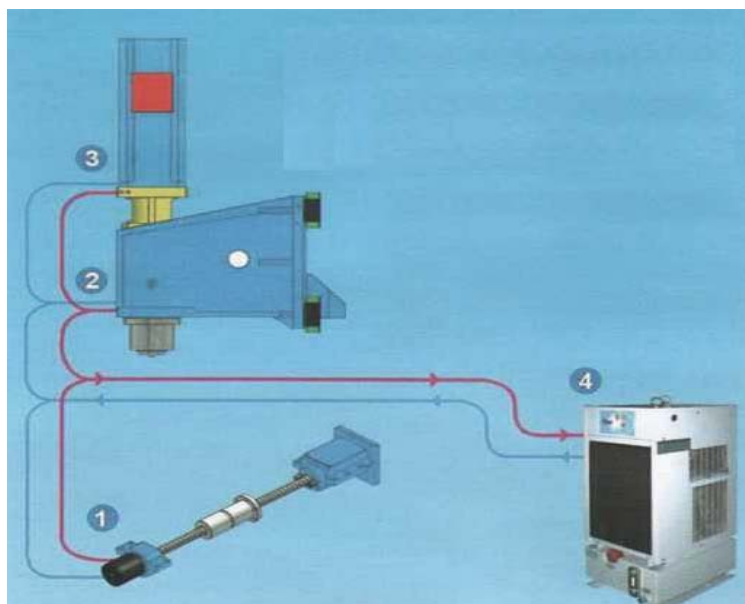
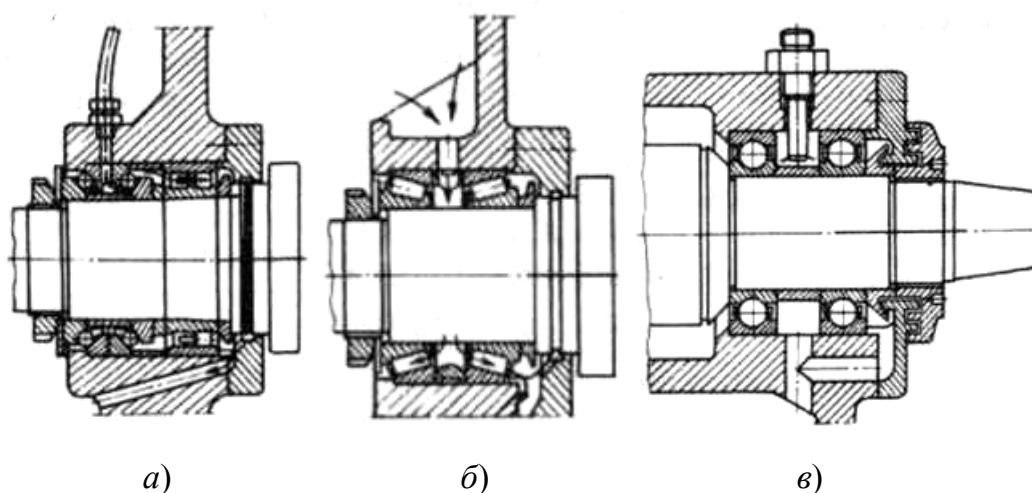
4.2.1. Системы обильного смазывания

Обильное смазывание обеспечивается циркуляционной системой, впрыскиванием и поливом опор струей масла.

Циркуляционное смазывание осуществляется автономной системой, предназначенной только для шпиндельного узла, или системой, общей для него и коробки скоростей. Масло подается в шпиндельную опору или в карман, из которого стекает в нее (рис. 4.8, а, б). Для улучшения циркуляции масла предусматривают отверстия в наружном кольце подшипника, в роликах. Чтобы обеспечить надежное попадание смазочного материала на рабочие поверхности подшипников, масло подводят в зону всасывания, т. е. к малому диаметру дорожек качения радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников, которым присущ насосный эффект.

Если два подшипника установлены рядом, целесообразно вводить масло между ними. При вертикальном положении шпинделя масло подводят к самому верхнему подшипнику. Предусматривают свободный слив масла из опоры, благодаря чему не допускают его за-

стоя и снижают температуру опоры. В резервуаре или с помощью специального холодильника масло охлаждается. С повышением частоты вращения шпинделя разница между количеством выделяющейся теплоты и отводимой от подшипникового узла увеличивается, а при высокой частоте вращения через подшипники невозможно прокачать нужный объем масла. Например, двухрядные роликоподшипники создают большое гидравлическое сопротивление, и перемешивание слишком большого объема масла приводит не к снижению, а к повышению температуры опоры.



г)

Рис. 4.8. Эскизы устройств смазывания опор шпиндельного узла:
 а, б – циркуляционное; в – впрыскиванием; г – схема смазывания:
 1 – опора винта; 2 – опора шпинделя; 3 – механизм зажима;
 4 – устройство охлаждения и подачи масла

Смазывание впрыскиванием осуществляется специальной системой через 3–4 отверстия в кольце подшипника или через каналы в проставочном кольце и зазор между сепаратором и внутренним кольцом подшипника масло под давлением до 0,4 МПа попадает на его рабочие поверхности (рис. 4.8, в). При этом расход масла по сравнению с циркуляционной системой увеличивается, а температура подшипника снижается. Масло из опоры может удаляться самотеком или с помощью насоса. Необходимый расход через опору при номинальном диаметре отверстия подшипника до 50 мм, 50–120 мм и более 120 мм должен составлять соответственно 500–1500, 1100–4200 и более 2500 см³/мин.

4.2.2. Системы минимального смазывания

Капельная и фитильная системы, смазывание масляным туманом обеспечивают во внутренней полости опоры необходимый минимальный объем смазочного материала, достаточный только для разделения рабочих поверхностей опоры эластогидродинамической пленкой.

Капельная система обеспечивает подачу в подшипник небольшого объема масла (от 0,02 до 2 см³/мин).

Фитильная система также служит для подачи в шпиндельную опору небольшого объема масла. Оно поступает из резервуара по фитилю. Из-за невозможности точного регулирования расхода масло может накапливаться в опоре.

Смазывание масляным туманом, образуемым с помощью маслораспылителя, приводит к выделению в опорах минимального количества теплоты. Они хорошо охлаждаются сжатым воздухом и благодаря его избыточному давлению защищены от пыли. Однако система сложна, и проникающие наружу через уплотнения частицы масла ухудшают санитарные условия у станка.

Масловоздушное смазывание осуществляется следующим образом. Плунжерный дозатор, установленный в точке смазывания, через определенные интервалы времени выдает в смеситель заданный объем масла. Там оно захватывается охлажденным воздухом, имеющим давление 0,2–0,4 МПа, и в виде капель (а не микротумана) подводится к смазываемым поверхностям. Объем подводимого к шпиндельной опоре масла определяется расходом воздуха и не зависит от его давления и вязкости масла. В отличие от смазывания масляным туманом рассматриваемый метод позволяет повысить подачу масла к каждой

точке с целью защиты опор от загрязнений и их дополнительного охлаждения. Маслоразбрызгивание не загрязняет окружающую среду микротуманом и рекомендуется для быстроходных шпиндельных узлов.

Пластичные смазочные материалы применяют в тех случаях, когда специальное охлаждение опор не требуется, например, при смазывании радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта $12-18^\circ$ при $dn = (5-6)10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$, других опор при $dn = (3-3,5)10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$.

Пластичный смазочный материал особенно целесообразно применять в автономных шпиндельных узлах, не имеющих зубчатых передач, которые обычно смазываются жидким маслом, а также в шпиндельных узлах, расположенных вертикально или наклонно, при этом их уплотнения становятся более простыми.

Дополнительно вводимые объемы смазочного материала могут быть увеличены в случае неблагоприятных внешних факторов, действующих на подшипник (запыленность), или при отсутствии опасности переполнения подшипника (имеет большой корпус).

Применяется минимальное смазывание малыми дозами литиевого или барий-литиевого смазочного материала, способного работать при высокой частоте вращения подшипника. Под действием центробежных сил лишний смазочный материал вытесняется с дорожек качения в предусмотренную для него полость. На дорожках качения остается всего несколько кубических миллиметров масла, обеспечивающих предельную быстроходность подшипников, которая только на 30–35 % ниже быстроходности при использовании жидкого смазочного материала.

4.3. Уплотнения шпиндельных узлов

Уплотнения шпиндельных узлов служат для защиты подшипников от проникновения в них грязи, пыли и охлаждающей жидкости, а также препятствуют вытеснению смазочного материала из подшипников.

На рис. 4.9 приведены основные типы уплотнений. Контактные уплотнения (рис. 4.9, *a*) применяют при скорости на шейке менее 10 м/с из-за большого нагрева. Наиболее часто используют бесконтактные уплотнения (рис. 4.9, *б-д*).

Действие лабиринтных уплотнений (рис. 4.9, б) основано на торможении (завихрении) воздуха в узкой кольцевой щели 0,05–0,1 мм (в лабиринте с последующим расширением в смежной камере 2 большого объема). В кольцевой щели давление преобразуется в скоростной напор.

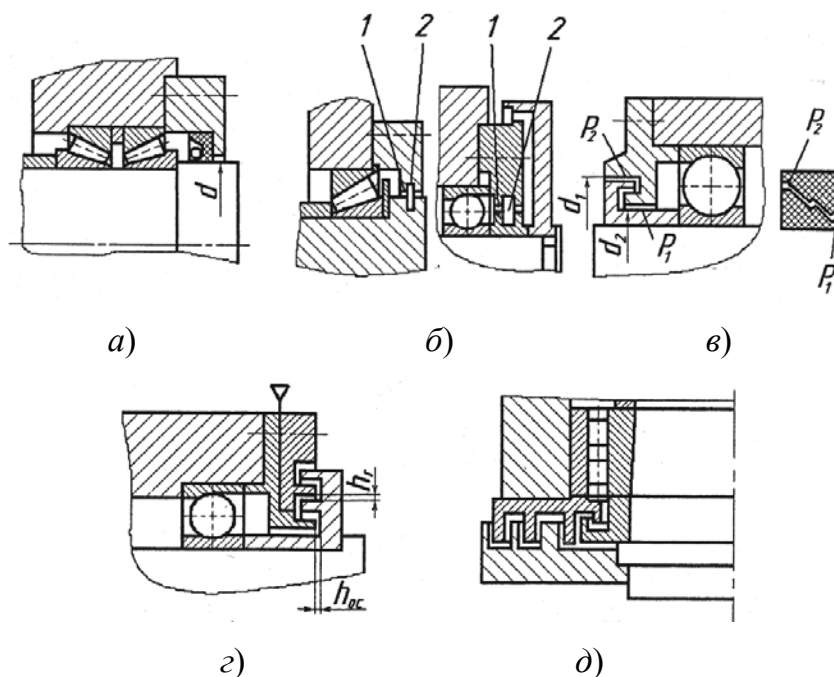


Рис. 4.9. Эскизы основных типов уплотнителей шпиндельных узлов:
а – контактные; б–д – бесконтактные

Потери напора обеспечивают уплотнение. Часто в лабиринтных уплотнениях используют эффект центробежных сил (рис. 4.9, в), которые различны на разных диаметрах лабиринтного уплотнения. На большем диаметре d_1 (рис. 4.9, в, слева) эти силы больше, чем на d_2 , и происходит изменение давления $p_1 > p_2$, благодаря чему и осуществляется уплотнение. По такому же принципу работают защитные шайбы (рис. 4.9, в, схема справа) шпинделей.

При необходимости получения большой надежности к лабиринту подводят воздух (рис. 4.9, з). Особые трудности возникают при уплотнении вертикальных шпинделей, в которых используют различные сочетания лабиринтных уплотнений (рис. 4.9, д) и продувку воздухом. Для повышения герметичности радиальный h_r и осевой h_{oc} зазоры выбирают следующие (рис. 4.9, з): $h_r \approx (1,0–15)d_{л}$; $h_{oc} \approx 10d_{л}$, где $d_{л}$ – диаметр лабиринтной щели, мм.

4.4. Расчет шпиндельных узлов на жесткость

Жесткость шпиндельного узла определяют с учетом жесткости его опор. Если опора состоит из одного подшипника, жесткость опоры равна его жесткости. Если в опору входит несколько подшипников, определять жесткость шпиндельного узла можно двумя путями: 1) принимать каждый подшипник в качестве самостоятельной опоры, обладающей жесткостью подшипника, и рассчитывать шпиндель как многоопорную статически неопределенную балку; 2) все подшипники, находящиеся в опоре, считать образующими одну комплексную опору с жесткостью, зависящей от ее компоновочной схемы и жесткости подшипников.

При расчете радиальной жесткости все силы приводят к двум взаимно перпендикулярным плоскостям Y и Z , проходящим через ось шпинделя. Вычисляют радиальное перемещение его переднего конца в этих плоскостях, а затем суммарное перемещение:

$$\delta = \sqrt{\delta_y^2 + \delta_z^2}.$$

Необходимо учитывать существенное влияние осевой опоры на перемещение переднего конца, что является следствием заземляющего (реактивного) момента, возникающего в осевой опоре и противоположного по знаку моменту нагрузки. Дополнительное радиальное перемещение представляет собой сдвиг переднего конца под действием силы, возникающей как следствие заземляющего момента.

Радиальное перемещение шпинделя в заданном сечении, например в плоскости Y :

$$\delta_y = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4,$$

где δ_1 – перемещение, вызванное изгибом тела шпинделя; δ_2 – перемещение, вызванное податливостью опор; δ_3 – сдвиг, вызванный заземляющим моментом; δ_4 – перемещение, вызванное податливостью контакта между кольцами подшипника и поверхностями шпинделя и корпуса, определяемое по зависимости

$$\delta = \frac{4 \cdot 10^{-8} P k}{\pi d b} \left(1 + \frac{d}{D} \right), \quad (4.1)$$

где $k = 1-1,25$; b и D – ширина и наружный диаметр подшипника, м; P – нагрузка на опору, Н.

Смещение переднего конца шпинделя зависит не только от его размеров, жесткости опор, нагрузок, но и от схемы нагружения.

Схема 1. Приводной элемент шпинделя расположен между его опорами (рис. 4.10). Эта схема типична для токарных и фрезерных станков, а также для обрабатывающих центров с ЧПУ.

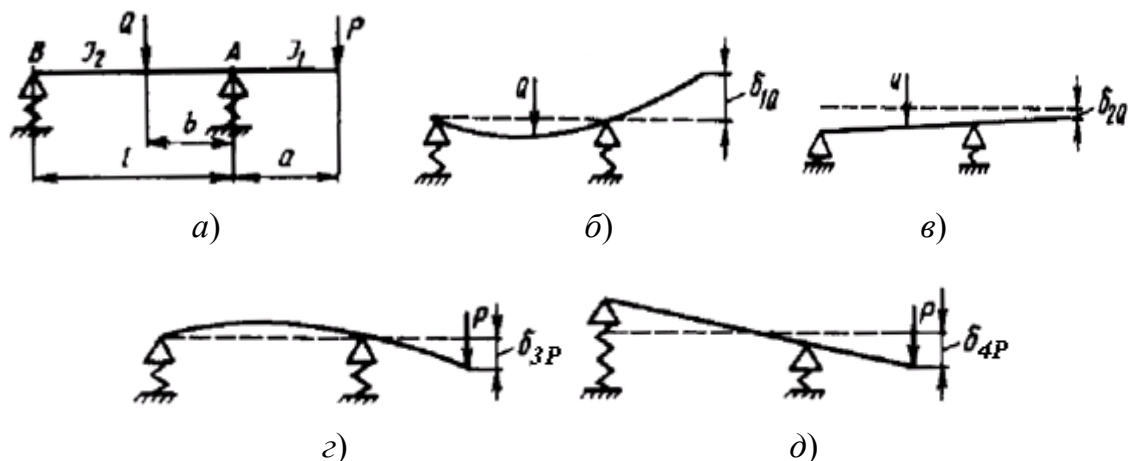


Рис. 4.10. Расчетные схемы перемещений шпиндельных узлов:
 а – общая схема; б – под действием силы Q ; в – с учетом деформаций опор от силы Q ; г – под действием силы резания P ;
 д – с учетом деформаций опор от силы P

Радиальное упругое перемещение шпинделя в расчетной точке складывается из следующих перемещений:

$$y = \delta_{1Q} + \delta_{2Q} + \delta_{3P} + \delta_{4P}, \quad (4.2)$$

где δ_{1Q} – перемещение тела шпинделя под действием силы Q на приводном элементе; δ_{2Q} – перемещение, вызванное деформацией опор от силы Q ; δ_{3P} – перемещение тела шпинделя под действием силы резания P ; δ_{4P} – перемещение, вызванное деформацией опор от силы P .

Примем обозначения: l – расстояние между передней A и задней B опорами шпинделя; a – вылет его переднего конца (консоль); b – расстояние от приводного элемента до передней опоры; J_1 – среднее значение осевого момента инерции сечения консоли; J_2 – среднее значение осевого момента инерции сечения шпинделя в пролете между опорами; S_1 и S_2 – площади сечения переднего конца и межопорной части шпинделя; E – модуль упругости материала шпинделя; G – модуль сдвига материала шпинделя; j_A и j_B – радиальная жесткость передней и задней опор; ε – коэффициент защемления в передней опоре.

Упругое перемещение переднего конца шпинделя, слагающееся из всех названных выше перемещений, но без учета заземляющего момента:

$$\begin{aligned} \delta &= \delta_1 + \delta_2 = \delta_{1Q} + \delta_{2Q} + \delta_{3P} + \delta_{4P} = \\ &= P \left[\frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{a^2l}{3EJ_2} + \frac{j_A a^2 + j_B (l+a)^2}{j_A j_B l^2} \right] \pm \\ &\pm Q \left[\frac{j_B (l+a) + j_A (l-b)}{j_A j_B l^2} - \frac{a - (b^3 - 2bl^2 - 3b^2l)}{3EJ_2 l} \right]. \end{aligned} \quad (4.3)$$

С учетом действия заземляющего момента в передней опоре перемещение переднего конца шпинделя:

$$\begin{aligned} \delta &= \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = \\ &= P \left[\frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{a^2l(1-\varepsilon)}{3EJ_2} + \frac{j_A a^2(1-\varepsilon) + j_B [1 + a(1-\varepsilon)]^2}{j_A j_B l^2} \right] \pm \\ &\pm Q(1-\varepsilon) \left[\frac{j_B (l+a) + j_A (l-b)}{j_A j_B l^2} - \frac{a - (b^3 - 2bl^2 - 3b^2l)}{3EJ_2 l} \right]. \end{aligned} \quad (4.4)$$

Угол поворота в передней опоре, рад:

$$\Theta_A = \frac{1}{3EJ_2} \left[Pal - \frac{Q}{2l} (b^3 - 2bl^2 - 3b^2l) \right]. \quad (4.5)$$

В зависимостях (4.3), (4.5) и в последующих под P и Q понимают составляющие сил, приведенные к одной плоскости. Перед Q принимают знак «плюс», если силы P и Q направлены в одну сторону, и знак «минус», если они направлены в противоположные стороны.

Введя безразмерное отношение $\lambda = \frac{l}{a}$, характеризующее относительную длину межопорной части шпинделя, из равенства $\frac{d\delta}{d\lambda} = 0$ находят оптимальное значение λ , а следовательно, и оптимальное по условию жесткости расстояние между опорами шпинделя.

Схема 2. Приводной элемент расположен на задней консоли на расстоянии c от задней опоры (рис. 4.11, *a*). Этот случай характерен для внутришлифовальных и отделочно-расточных головок.

Перемещение переднего конца шпинделя с учетом защемляющего момента в передней опоре:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = P \frac{a^2}{3E} \left[\frac{a}{J_1} + \frac{l(1-\varepsilon)}{J_2} \right] + \frac{Qlac(1-\varepsilon)}{6EJ_2} +$$

$$+ P \left\{ \frac{1}{j_A} \left[\frac{l+a(1-\varepsilon)}{l} \right]^2 + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{j_B l^2} \right\} - Q(1-\varepsilon) \left[\frac{(l+a)c}{j_A l^2} + \frac{(l+c)a}{j_B l^2} \right]. \quad (4.6)$$

Знаки перед Q соответствуют случаю, когда силы P и Q направлены в одну сторону. Если же они направлены в противоположные стороны, знаки перед Q заменяются на противоположные.

Перемещение переднего конца шпинделя при отсутствии защемляющего момента вычисляют по формуле (4.6) при $\varepsilon = 0$.

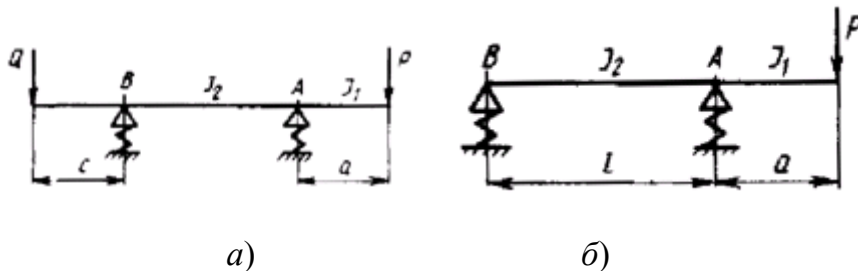


Рис. 4.11. Расчетные схемы нагрузок:

а – приводной элемент расположен на задней консоли;

б – действует только сила резания P

Схема 3. Шпиндель не нагружен силами от привода, на него действует только сила резания P (рис. 4.11, б). Такие шпиндельные узлы часто применяют в прецизионных станках.

Перемещение переднего конца шпинделя с учетом защемляющего момента в передней опоре:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 =$$

$$= P \left\{ \frac{a^2}{3E} \left[\frac{a}{J_1} + \frac{l(1-\varepsilon)}{J_2} \right] + \frac{1}{j_A} \left[\frac{l+a(1-\varepsilon)}{l} \right]^2 + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{j_B l^2} + \frac{a}{GS_1} + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{GS_1 l} \right\}; \quad (4.7)$$

без учета защемляющего момента

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = P \left[\frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{a^2 l}{3EJ_2} + \frac{j_A a^2 + j_B (l+a)^2}{j_A j_B l^2} \right]. \quad (4.8)$$

Угол поворота шпинделя в передней опоре:

$$\Theta = \frac{Pal}{3EJ_2}. \quad (4.9)$$

Значение $\lambda = \frac{l}{a}$, оптимальное по условию жесткости шпиндельного узла, находят из уравнения

$$\frac{d\delta}{d\lambda} = \frac{a^3\lambda^3}{3EJ_2} - \frac{2\lambda}{j_A} - \frac{2(j_A + j_B)}{j_A j_B} = 0.$$

В связи с тем, что с уменьшением межопорного расстояния биеение шпинделей на подшипниках качения увеличивается, для них вводят ограничение $\lambda \geq 2,5$.

Расположение опор шпинделя оптимизируют путем анализа жесткости шпиндельного узла. Обычно в станках применяют шпиндели на двух опорах, поскольку дополнительные опоры хотя и повышают несколько жесткость и виброустойчивость станка, но сильно при этом усложняют конструкцию, технологию изготовления и сборку шпиндельного узла.

Шпиндель на двух опорах (рис. 4.12, а) при нагружении на консоли силой P смещается из-за собственного прогиба и из-за упругой податливости опор. Смещение конца шпинделя, обусловленное деформацией его опор, можно представить в виде

$$y_1 = \delta_A \left(1 + \frac{a}{b}\right) + \delta_B \frac{a}{b}, \quad (4.10)$$

где δ_A и δ_B – деформации соответственно передней и задней опор шпинделя; a – величина консоли переднего конца шпинделя; b – расстояние между опорами.

Вводя обозначение $\lambda = \frac{a}{b}$, характеризующее относительную длину пролета, можно определить смещение

$$y_1 = \frac{P}{j_A} \frac{(\lambda + 1)^2}{\lambda^2} + \frac{P}{j_B} \frac{1}{\lambda^2},$$

где j_A и j_B – жесткости соответственно передней и задней опор.

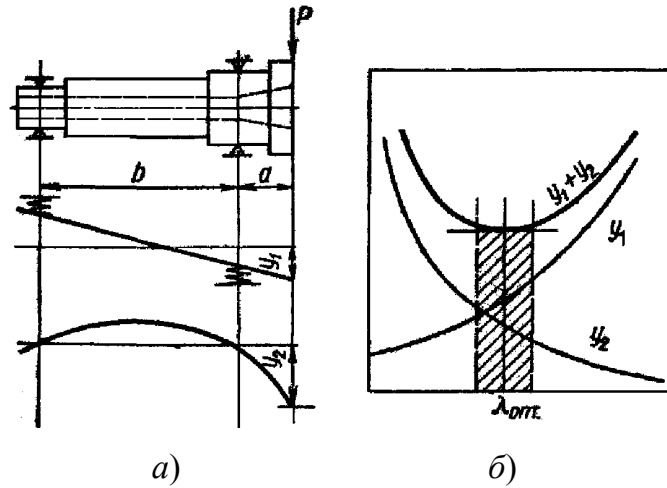


Рис. 4.12. Схема к расчету межопорного расстояния a – расчетная схема; b – графики перемещений

Прогиб конца шпинделя как упругой балки можно представить в виде

$$y_2 = \frac{Pa^2b}{3EJ_1} + \frac{Pa^3}{3EJ_2} = \frac{P}{j_0} \left(1 + \lambda \frac{J_2}{J_1} \right), \quad (4.11)$$

где $j_0 = \frac{3EJ_2}{a^3}$ – условная жесткость консольной части шпинделя.

Суммируя упругие смещения конца шпинделя, получим общую податливость шпиндельного узла

$$C = \frac{1}{j} = \frac{(1+\lambda)^2}{j_A \lambda} + \frac{1}{j_B \lambda^2} + \frac{1}{j_0} \left(1 + \lambda \frac{J_2}{J_1} \right).$$

Оптимальную величину λ определяют из условия $\frac{dC}{d\lambda} = 0$, что соответствует решению уравнения

$$\frac{1}{j_0} \frac{J_2}{J_1} \lambda^3 - 2\lambda \frac{1}{j_A} - 2 \left(\frac{1}{j_A} + \frac{1}{j_B} \right) = 0.$$

Решение кубического уравнения дает значения $\lambda_{\text{опт}}$ (рис. 4.12, б) в зависимости от жесткости шпинделя и его опор. Для шпинделей на подшипниках качения вводят дополнительное ограничение на наименьшее расстояние между опорами ($\lambda_{\text{min}} \geq 2,5$) в связи с тем, что биение подшипников при дальнейшем уменьшении межопорного расстояния усиливает биение конца шпинделя. Кроме того, для подшипников

качения, исходя из обеспечения их нормальной работы, необходимо жесткость шпинделя в пролете предусматривать не ниже 250–500 Н/мкм. Если обозначить диаметр шпинделя в пролетной его части D_0 , то это условие может быть записано как

$$D_0 \geq \sqrt[4]{(0,05 - 0,1)b^3},$$

где b – расстояние между опорами шпинделя (меньшие значения в скобках принимают для станков нормальной точности, а большие значения для прецизионных станков).

4.5. Расчет жесткости конического соединения шпинделей

При расчете общей жесткости шпиндельного узла необходимо учитывать жесткость конического соединения шпинделя с приспособлением (оправкой, патроном) или хвостиком инструмента, а также жесткость приспособлений и инструмента. Во многих случаях они являются определяющими в общем балансе жесткости. Например, для соединения хвостовика инструмента с корпусом шпинделя в соответствии с расчетной схемой, приведенной на рис. 4.13, упругое перемещение при действии силы F , приложенной на расстоянии a_1 от конца шпинделя:

$$y_c = \delta + \theta a_1,$$

где δ – смещение на краю конического соединения вследствие контактных деформаций; θ – угол поворота в коническом соединении.

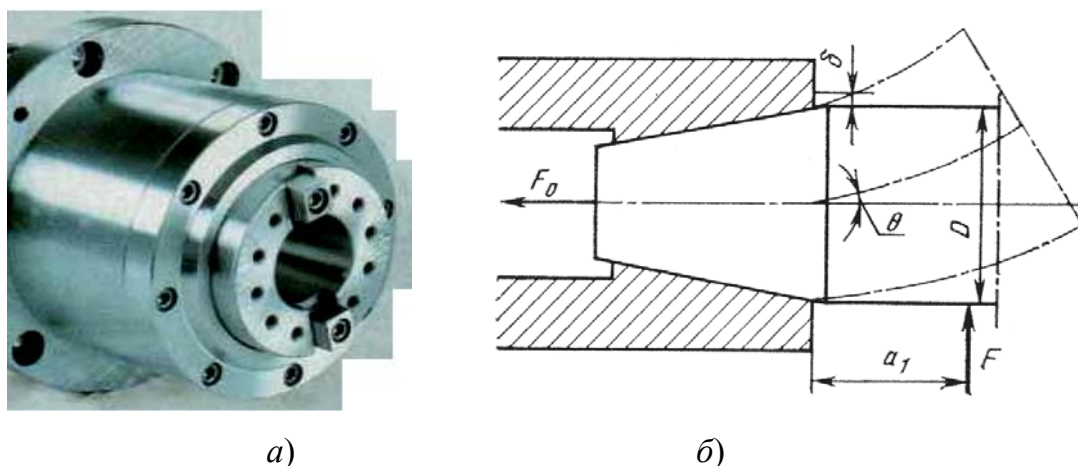


Рис. 4.13. Схема к расчету конца шпинделя:
а – общий вид; б – схема нагружения

Для конусности 7/24, получившей преимущественное распространение в станках с числовым управлением, без учета погрешностей изготовления жесткость, Н/мкм,

$$j_k = \frac{F}{y_c} = \frac{20D^4}{a_1^2}.$$

Погрешности изготовления конического соединения, обусловленные несовпадением углов конусов отверстия и оправки, резко снижают жесткость соединения. Тщательно отшлифованные поверхности с проверкой прилегания по краске повышают жесткость в 1,5–2 раза. Различия в углах конусов в 30–40' снижают жесткость конусного соединения 7/24 в 10–15 раз. Поэтому отклонения угла конуса не должны превышать 1', причем угол конусности оправки должен превышать угол конусности отверстия.

Для надежного центрирования и повышения жесткости конического соединения необходима предварительная затяжка силой F_0 , способной создать средние давления (1,5–2,5 МПа) на конических поверхностях. Величина силы затяжки:

$$F_0 = p\pi(D - l \operatorname{tg} \alpha) l \operatorname{tg}(\alpha + \rho), \quad (4.12)$$

где p – среднее давление на конических поверхностях; ρ – угол трения (обычно $\rho = 12\text{--}14^\circ$).

Для конуса 7/24 при давлении $p = 2,0$ МПа для следующих номеров конусов значения силы затяжки: для № 30 – 3,15 кН, для № 40 – 6,35 кН, для № 45 – 10 кН, для № 50 – 15 кН.

Расчет динамических характеристик шпинделя. Уровень колебаний переднего конца шпинделя определяют по амплитудно-фазочастотным характеристикам (АФЧХ). Приближенный расчет собственной частоты шпинделя, с^{-1} , не имеющего больших сосредоточенных масс, можно проводить по формуле

$$\omega_c = \gamma \sqrt{\frac{EJ_1}{m(1 + \lambda)^3 a^2}}, \quad (4.13)$$

где m – масса шпинделя, кг; $\lambda = \frac{l}{a}$ – относительное расстояние между опорами; $\gamma = f(\lambda)$ – коэффициент, который для $\lambda = 2,5\text{--}3,5$ лежит в пределах 2,3–2,4.

Температурные характеристики шпиндельного узла рассчитывают на основе уравнений теплового баланса, где учитывается выделение теплоты за счет трения в подшипниках и отвод ее через стенки корпуса коробки и в тело шпинделя.

В настоящее время разработаны САПР шпиндельных узлов, которые в режиме диалога позволяют спроектировать шпиндельный узел с оптимизированными по требуемым критериям параметрами.

4.6. Шпиндельные узлы с опорами скольжения

Опоры скольжения применяют в шпиндельных узлах тех станков, где подшипники качения не могут обеспечить требуемой точности и долговечности работы. В качестве таких опор используют в зависимости от условий работы гидродинамические и гидростатические подшипники или аэростатические подшипники.

4.6.1. Гидростатические опоры шпиндельных узлов

Гидростатические подшипники в качестве опор шпинделей станков получают все более широкое распространение. Главные их достоинства:

- обеспечивают высокую точность вращения;
- обладают высокой демпфирующей способностью, что значительно повышает виброустойчивость шпиндельного узла;
- имеют практически неограниченную долговечность;
- имеют высокую нагрузочную способность при любой частоте вращения шпинделя.

На гидростатических подшипниках устанавливают шпиндели шлифовальных, расточных и высокоточных токарно-винторезных станков, а также шпиндели бабкок агрегатных станков. Применение таких опор наиболее целесообразно в тяжелых станках. Однако, применяя гидростатические подшипники, приходится использовать сложные системы питания их маслом. При этом требуются особые условия эксплуатации.

Принцип работы гидростатических подшипников основан на том, что при прокачивании масла под давлением от внешнего источника через зазоры (щели) между сопряженными поверхностями в зазоре образуется несущий масляный слой, исключая непосредственный контакт поверхностей даже при невращающемся шпинделе.

Во втулке радиального подшипника изготавливают карманы 2 (рис. 4.14, а), в которые масло от насоса подводится через радиальные

отверстия. Далее оно вытекает через перемычки 1 и по шейке вала. В карманах и в области перемычек возникают симметричные поля давления, удерживающие ненагруженный шпиндель в среднем положении с зазором S между ними и втулкой (рис. 4.14, б), поля давлений при отсутствии нагрузки на шпиндель показаны сплошными линиями. Если на шпиндель действует внешняя сила, например направленная вертикально сила резания P , ось шпинделя смещается на величину эксцентриситета e . Таким образом у верхнего кармана зазор увеличивается, а давление снижается, у нижнего наоборот – зазор уменьшается, а давление возрастает. В результате силы давления масла и внешняя нагрузка приходят в состояние равновесия. Для этого необходимы два условия:

- давление в карманах неодинаковое;
- расход масла через различные карманы остается приблизительно постоянным.

Первое условие выполняется благодаря разделению поверхности скольжения втулки на карманы с перемычками, второе обеспечивается дросселями на входе в карманы, пропускающими в них постоянный объем масла независимо от нагрузки.

Гидростатический подшипник с радиальными отверстиями для слива (рис. 4.14, в) требует увеличенного расхода масла, но обеспечивает лучший отвод теплоты от опоры при большой скорости вращения шпинделя. Гидростатический упорный подшипник (рис. 4.14, г) служит для восприятия осевых нагрузок. Масло через дроссели подводится к кольцевым канавкам на опорных поверхностях. На них могут быть выполнены и несколько независимых карманов.

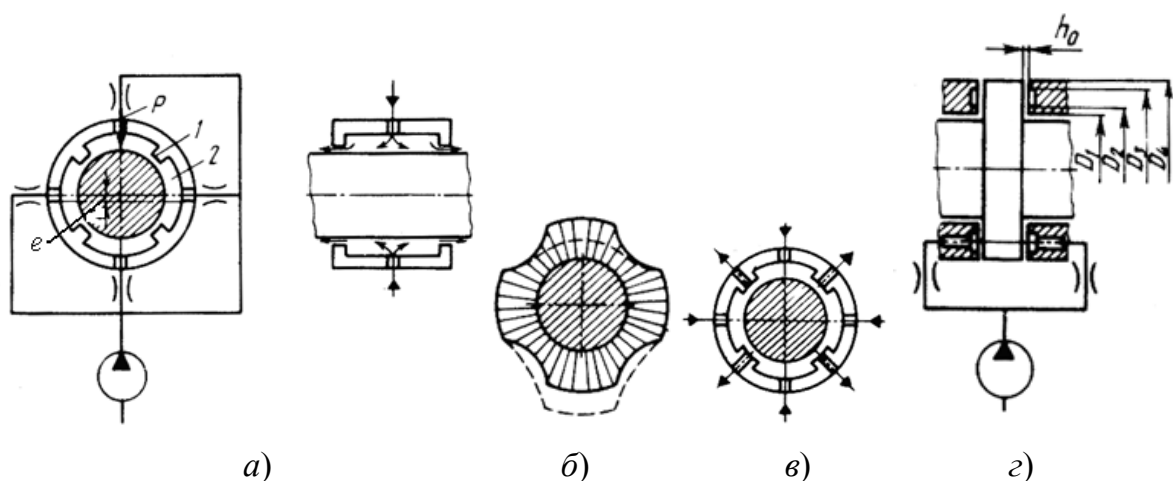


Рис. 4.14. Схемы гидростатических подшипников:
 а – радиального; б – поля давлений; в – направления движения масла; г – схема осевого подшипника

Конструкцию и эксплуатационные свойства подшипника в значительной степени определяет применяемый дроссель. Благодаря ему обеспечивается стабильное положение оси шпинделя, хорошее демпфирование, независимость нагрузочной способности и жесткости опоры от вязкости масла, изменяющейся при его нагревании.

Применение гидростатических опор требует сложной системы питания и сбора масла, что является их недостатком.

Принципиальная схема питания приведена на рис. 4.15.

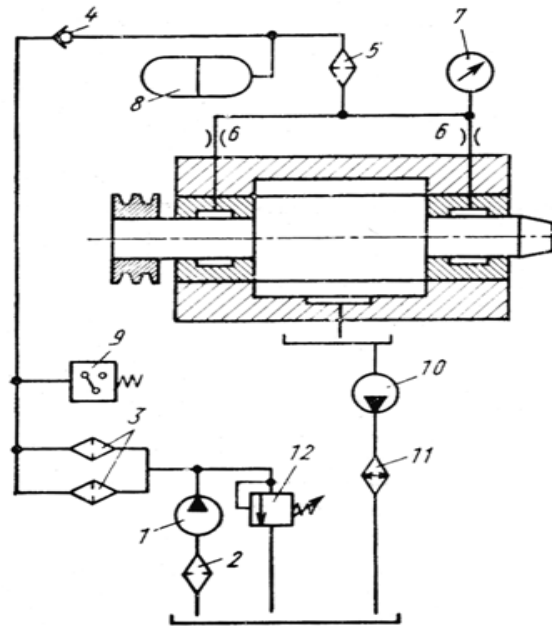


Рис. 4.15. Схема питания гидростатических опор шпинделя:

- 1 – насос питания; 2 – фильтр грубой очистки; 3 – фильтр тонкой очистки; 4 – обратный клапан; 5 – фильтр особо тонкой очистки; 6 – дроссели; 7 – манометр; 8 – гидроаккумулятор; 9 – реле давления; 10 – насос откачки; 11 – теплообменник; 12 – перепускной клапан

Когда требуется высокая точность станка, к системе питания подключают холодильную установку для стабилизации температуры.

Для обеспечения нормальной работы гидростатических опор требуется тщательная фильтрация масла. Максимальный размер частиц, попадающих в зазор, не должен превышать половины минимальной величины зазора (5–10 мкм).

Масло для системы выбирают по вязкости, от которой зависят потери на трение в подшипнике и трубах.

Для шпиндельных узлов легких и средних прецизионных станков при частоте вращения менее 3000 об/мин используют масло Т (вазелиновое) с кинематической вязкостью $(5,1-7)10^{-6}$ м²/с при 50 °С;

при $n > 3000$ об/мин – масло Л (велосит) с кинематической вязкостью $(4,0-5,1)10^{-6}$ м²/с, для тяжелонагруженных шпинделей – индустриальное 45. Масло с давлением $p_H = 2-2,5$ МПа поступает на входы дросселей.

Максимальная жесткость масляных слоев достигается, если давление в несущих карманах:

$$p_K = 0,5 p_H,$$

где p_K – давление в несущих карманах; p_H – давление масла на входе (нагнетаемое).

С целью предотвращения порчи поверхности при проворачивании шпинделя без включения гидросистемы втулки гидростатических подшипников выполняют биметаллическими или из антифрикционных материалов. Параметры шероховатости рабочих поверхностей, непосредственно влияющие на радиальный зазор, принимают $Ra = 0,63-0,4$ мкм, а для прецизионных станков – $Ra = 0,16-0,1$ мкм.

Обычно делают четыре кармана, так как их симметричное расположение снижает отрицательное влияние овальности шеек шпинделя на точность обработанной детали.

Глубину карманов h принимают более 50Δ , что препятствует появлению в них гидродинамических эффектов (рис. 4.16).

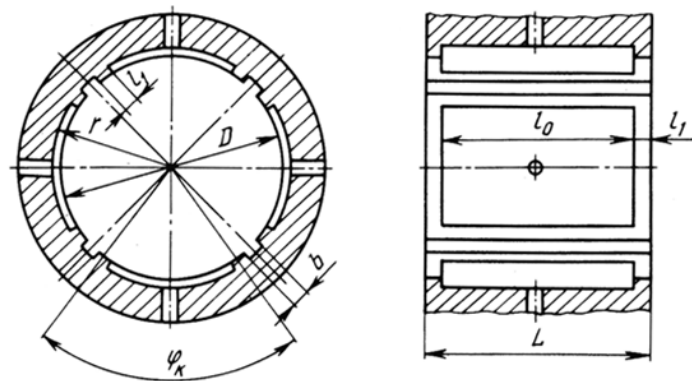


Рис. 4.16. Эскиз гидростатической опоры шпинделя

Расчет гидростатических радиальных подшипников

Методика расчета:

1. Вычисляется эффективная площадь кармана, мм²:

$$S = D(l_0 + l_1) \sin\left(\frac{\varphi_K}{2}\right).$$

2. Жесткость подшипника, Н/мм, при центральном положении шпинделя:

$$j = 2,88 p_H \frac{S}{\Delta},$$

где Δ – диаметральный зазор при смещении шпинделя из центрального положения под действием внешней силы:

$$j = \frac{5,76 p_H S k}{\Delta} \left\{ \frac{(1 - \varepsilon k)^2}{[1 + (1 - \varepsilon k)^3]^2} + \frac{(1 + \varepsilon k)^2}{[1 + (1 + \varepsilon k)^3]^2} \right\},$$

где k – коэффициент геометрических параметров опоры:

$$k = \frac{2}{\varphi_K} \sin\left(\frac{\varphi_K}{2}\right).$$

Относительный эксцентриситет: $\varepsilon = \frac{2e}{\Delta}$.

3. Нагрузочная способность подшипника, Н:

$$F = 0,96 p_H S \left\{ \frac{1}{1 + (1 - \varepsilon k)^3} - \frac{1}{1 + (1 + \varepsilon k)^3} \right\}.$$

4. Подача, см³/мин, масла в подшипник, необходимая для его работы:

$$Q = 2,11 \cdot 10^{-8} \frac{p_H D \Delta^3 \varphi_K^0 (1 + c)}{\mu l_1},$$

где φ_K^0 – угловой параметр длины дуги, ограничивающей карман, град; μ – динамическая вязкость масла, Па · с;

$$c = \frac{(l_0 + l_1)}{0,5 D \varphi_K}.$$

5. Мощность, кВт, требуемая для прокачивания масла через подшипник:

$$P = \frac{p_H Q}{62400}.$$

6. Длина канала дросселя, мм, l_d и его эквивалентный диаметр d , обеспечивающие его наибольшую жесткость, определяются по зависимостям:

$$d = \frac{4S_d}{u}; \quad l_d = 2,35 \frac{l_1 d^4}{D \Delta^3 \varphi_k (1+c)},$$

где S_d – площадь поперечного сечения канала дросселя, мм²; u – периметр его поперечного сечения, мм.

7. Потери мощности, кВт, на трение в подшипнике складываются из потерь мощности в карманах P_k , на перемычках между карманами $P_{\text{п}}$, на перемычках, ограничивающих карманы в осевом направлении P_0 . При этом

$$P_k = 3,4 \cdot 10^{-15} \frac{\mu n^2 D_1 D^2 l_0 z}{(D_1^2 - D^2)} \frac{\varphi_k^0}{360},$$

где D_1 – диаметр внутренней стенки кармана, мм;

$$P_{\text{п}} = 1,7 \cdot 10^{-15} \frac{\mu n^2 D^3 l_0}{\Delta} \frac{\varphi_k^0}{360},$$

$$P_0 = 3,4 \cdot 10^{-15} \frac{\mu n^2 D^3 l_1}{\Delta} \frac{\varphi_k^0}{360}.$$

Общие потери мощности на прокачивание масла через подшипник и потери на трение в нем:

$$\Delta P = P + P_k + P_{\text{п}} + P_0.$$

Потери мощности на трение в скоростном гидростатическом подшипнике могут быть значительными – 2 кВт и более.

Предлагаемая последовательность расчета параметров опор:

– окружная скорость, м/с, $v = \frac{\pi D n}{60000}$, где D – диаметр подшипника, мм; n – частота вращения, об/мин;

– число Рейнольдса $Re = \frac{0,001 v \rho h_{\text{к.р}}}{\mu}$, где ρ – плотность масла, кг/м³; $h_{\text{к.р}}$ – расчетная глубина кармана, мм; μ – динамическая вязкость масла, Па · с.

При глубине кармана h_k расчетная глубина $h_{к.р} = h_k$. В случае серповидного кармана

$$h_{к.р} = \frac{2h_{\max}}{3},$$

где h_{\max} – максимальная глубина кармана, мм.

Если $Re \leq 1000$, течение масла в карманах можно считать ламинарным, а потери мощности, кВт, определять по зависимости

$$P_k = \frac{\mu S_{\Pi} v^2}{h},$$

где S_{Π} – площадь перемычек, м²; h – радиальный зазор, мм.

Если $Re > 1000$, течение масла в кармане можно считать турбулентным. Тогда определяют коэффициент трения

$$f = 10^{-6}(12 - 1,5 \lg Re),$$

а затем потери мощности на трение

$$P_k = v^2 \left(\frac{\mu S_{\Pi}}{h} + 0,5 \rho v S_k f \right),$$

где S_k – площадь карманов подшипников, м².

8. Температура подшипника, °С:

$$Q = 6 \cdot 10^4 \frac{P + P_0}{Qc},$$

где c – теплоемкость масла, кДж/(кг · град).

4.6.2. Гидродинамические опоры шпинделей

Принцип работы гидродинамических подшипников. Гидродинамический подшипник представляет собой опору жидкостного трения. Эти подшипники бывают радиальными и упорными. Радиальный подшипник имеет три или четыре сегмента (башмака) 1 (рис. 4.17).

С помощью гидравлической системы опора заполняется маслом. Под действием силы тяжести невращающийся шпиндель 3 опускается на сегменты. Когда шпиндель приводится во вращение, он своей шероховатой поверхностью увлекает масло в зазоры между ним и сегментами. Конструкция сегмента, в частности смещенное положение его опоры 2 относительно оси симметрии, позволяет ему поворачи-

ваться под действием давления масла, в результате чего образуется клиновидный зазор, сужающийся в направлении вращения шпинделя. В этом зазоре возникает гидродинамическое давление p , удерживающее шпиндель во взвешенном положении.

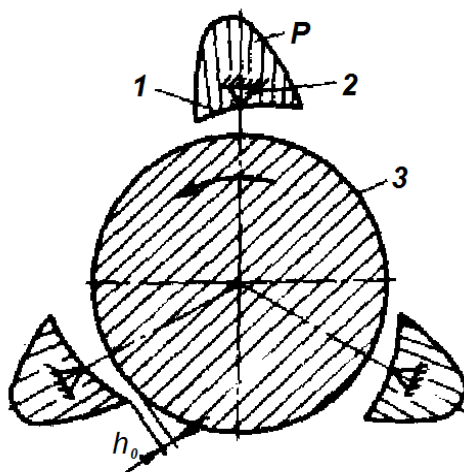


Рис. 4.17. Схема гидродинамического радиального подшипника

Гидродинамические опоры рекомендуется применять для шпинделей, вращающихся с высокой постоянной или мало изменяющейся частотой и воспринимающих небольшую нагрузку, например для шпинделей шлифовальных станков. Достоинства гидродинамических подшипников заключаются в высокой точности и долговечности (смешанное трение только в моменты пусков и остановов), недостатки – в сложности конструкции системы питания опор маслом, в изменении положения оси шпинделя при изменении частоты его вращения.

Башмаки в многоклиновых подшипниках обычно делают биметаллическими. На стальную основу наносится центробежным способом с электродуговым нагревом слой бронзы (БрОФ 10–0,5, БрОС 10–10), что обеспечивает плотную, однородную его структуру.

Масло для гидродинамических подшипников обычно применяют минеральное марки Л (велосит), с динамической вязкостью при $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\mu = (4\text{--}5)10^{-3}\text{ Па}\cdot\text{с}$ (Ст). Масло (1–3 л/мин при давлении 0,1–0,2 МПа) подается в подшипник с помощью гидравлической системы, включающей фильтр тонкой очистки и холодильную установку.

Конструктивные исполнения радиальных гидродинамических подшипников. Сегменты подшипников должны иметь возможность

самостоятельно изменять свое положение как в плоскости, перпендикулярной к оси шпинделя, так и в плоскости, проходящей через ось. Последнее избавляет от возможных высоких кромочных давлений в опоре, сопровождаемых перегревом масла в тонкой граничной пленке и потерей его смазочных свойств. Имеется ряд конструкций подшипников, у которых зазор между валом и сегментами автоматически изменяется в зависимости от нагрузки и частоты вращения шпинделя:

1. В одной из конструкций (ЛОН–88) подшипник представляет собой блок из двух колец 2, трех сегментов 1 и проставочного кольца 3 (рис. 4.18, а). Нагруженная торцовая поверхность сегментов находится в двухточечном контакте с коническими поверхностями колец, вследствие чего сегменты имеют возможность устанавливаться вдоль оси шпинделя и в направлении его вращения. Проставочное кольцо своими выступами препятствует смещению сегментов по окружности. Изменяя толщину проставочного кольца, можно регулировать рабочий зазор в подшипнике.

2. Подшипники конструкции ЛОН–34 с сегментами 1, устанавливающимися в результате поворота на сферических опорах А, допускают скорость скольжения до 60 м/с при отсутствии кромочного давления (рис. 4.18, б). Параметр шероховатости Ra рабочих поверхностей сегментов должен быть меньше либо равен 0,32 мкм, шеек $\leq 0,04-0,16$ мкм.

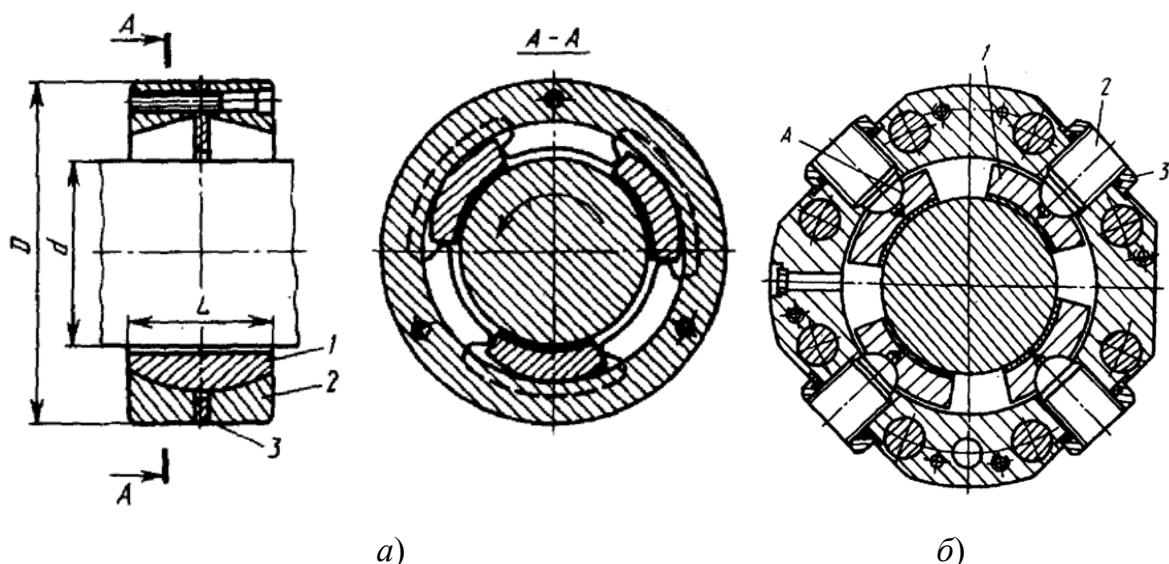


Рис. 4.18. Гидродинамические подшипники:
а – ЛОН–88; б – ЛОН–34

Конструктивные параметры гидродинамических подшипников выбирают исходя из диаметра D шейки шпинделя, предварительно найденного расчетом на жесткость. Длина L подшипника для шлифовальных станков – $0,75D$, для прецизионных токарных и расточных станков – $(0,85–0,9)D$. Длина дуги охвата вкладыша B принимается $(0,6–0,8)L$. Расчетное значение диаметрального зазора в подшипнике рекомендуется $\Delta = 0,003D$.

Расчет гидродинамических радиальных подшипников. Исходными данными являются: размеры подшипника, частота вращения шпинделя, наибольшая радиальная нагрузка, требуемая радиальная жесткость опоры. Методика расчета применима для радиальных гидродинамических подшипников с тремя и четырьмя самоустанавливающимися сегментами для опор со скоростями скольжения до 30 м/с.

Решение задачи производится в следующей последовательности:

1. Нагрузочная способность одного сегмента при центральном положении шпинделя

$$F_0 = 5 \cdot 10^{-6} \frac{\mu D B^2 L n c}{\Delta^2},$$

где μ – динамическая вязкость масла, Па · с; n – частота вращения шпинделя, об/с; D – диаметр расточек сегментов, мм; B – хорда дуги сегмента, мм; L – длина сегмента, мм; $c = \frac{1,25}{1 + \frac{B^2}{L^2}}$; Δ – расчетный диаметральный зазор, мм.

2. Под действием результирующей силы шпиндель смещается из начального положения на e , мм, и его новое положение характеризуется относительным эксцентриситетом $\varepsilon = \frac{2e}{\Delta}$:

а) если результирующая сила направлена по оси опоры сегмента:
– нагрузочная способность трехсегментного подшипника

$$F = F_0 \left[\frac{1}{(1 - \varepsilon)^2} - \frac{1}{(1 + 0,5\varepsilon)^2} \right];$$

– нагрузочная способность четырехсегментного подшипника

$$F = F_0 \left[\frac{1}{(1 - \varepsilon)^2} - \frac{1}{(1 + \varepsilon)^2} \right];$$

- б) когда результирующая сила направлена между вкладышами:
 – нагрузочная способность трехсегментного подшипника

$$F = F_0 \left[\frac{1}{(1 - 0,5\varepsilon)^2} - \frac{1}{(1 + \varepsilon)^2} \right];$$

- нагрузочная способность четырехсегментного подшипника

$$F = F_0 \left[\frac{1,4}{(1 - 0,7\varepsilon)^2} - \frac{1,4}{(1 + 0,7\varepsilon)^2} \right].$$

Нагрузочная способность подшипника должна быть больше максимальной радиальной нагрузки на опору.

3. Жесткость j , Н/мкм, опоры с гидродинамическим подшипником, состоящим из сегментов и опорных винтов, зависит от жесткости несущего масляного слоя j_m и контактной жесткости j_0 сферических опорных поверхностей сегментов и винтов:

$$j = \frac{j_m j_0}{j_m + j_0},$$

где $j_m = \frac{P}{1000e}$ – жесткость несущего масляного слоя; $j_0 = 0,625 \frac{d^2}{k}$ – жесткость сферических опорных поверхностей; d – диаметр опорной полусферы, мм; k – коэффициент контактной податливости, мкм · мм²/Н.

4. Потери на трение в многоклиновых гидродинамических подшипниках можно определить на основе приближенной зависимости для силы трения на каждом башмаке

$$T = \frac{\mu \beta \nu B L}{\Delta},$$

где μ – динамическая вязкость масла, Па · с; ν – скорость, м/с; B – длина дуги охвата, $B \approx \frac{D}{2}$, мм; L – длина подшипника, мм; Δ – расчетный диаметральный зазор, мкм.

Соответствующие потери мощности на трение в подшипнике с учетом ранее принятых рекомендаций:

$$N_T = 7,5 \cdot 10^{-10} \mu n^2 D^3 z, \text{ кВт},$$

где z – число башмаков (клиньев) в подшипнике.

5. Приращение температуры масла в подшипнике, предполагая, что все тепло, образуемое в нем, отводится маслом, определяют по формуле

$$\Delta t = \frac{860N_T}{c\gamma Q},$$

где γ – удельный вес масла, кг/л (для велосита $\gamma = 0,87$); c – теплоемкость масла, ккал/(кгс · °С); Q – объем прокачиваемого через подшипник масла, л/ч.

4.6.3. Аэростатические опоры

Аэродинамические подшипники применяют крайне редко, только для особо быстроходных шпинделей малого размера, например во внутришлифовальных и сверлильных станках для обработки отверстий небольшого диаметра.

Конструктивное оформление аэростатических подшипников предусматривает использование жесткого цельного вкладыша (рис. 4.19) с системой ввода воздуха под давлением по концам, а при коротких подшипниках иногда и в среднюю часть втулки. Часто руководствуются соотношением $l = 0,1L$, а длину подшипников выбирают в пределах $L = (1-1,5)D$.

Диаметр отверстий поддува принимают 0,2–0,3 мм, а величину диаметрального зазора ограничивают значением $\Delta = (0,0002-0,0004)D$.

По экспериментальным данным, число z отверстий поддува целесообразно выбирать, учитывая зависимость

$$z = \frac{\pi D}{50}, \quad (4.14)$$

с округлением в большую сторону до ближайшего целого числа и с условием, что число отверстий поддува не должно быть менее трех (диаметр D в формуле (4.14) в мм).

Отверстия поддува целесообразно соединять кольцевой канавкой, что повышает грузоподъемность и жесткость примерно в 1,5 раза. Объем воздуха в микроканавках должен быть в 4–5 раз меньше, чем объем воздуха в рабочем пространстве зазора.

Малые эксцентриситеты ($\varepsilon < 0,2$) колебаний типа полускоростного или синхронного вихря приводят к тому, что центр вала совершает движение с траекторией, весьма близкой к окружности. Лишь при больших нагрузках и соответственно больших значениях относи-

тельного эксцентриситета траектория движения центра шпинделя видоизменяется в эллипс. Основными способами устранения вредного влияния колебаний является ослабление самих источников появления полускоростного и синхронного вихрей, повышение точности формы шейки шпинделя и тщательная балансировка шпиндельного узла вместе с комплектом сопряженных деталей.

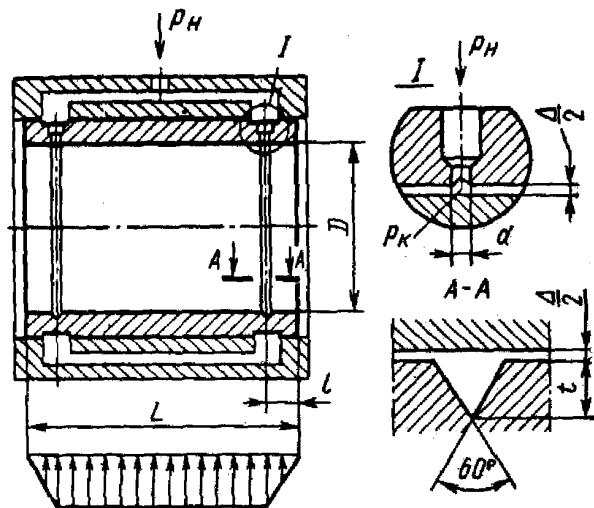


Рис. 4.19. Эскиз аэростатической опоры

Грузоподъемность аэростатических подшипников может быть определена приближенным способом на основе допущений о линейном распределении давлений вдоль подшипника и одностороннем потоке воздуха только вдоль образующей цилиндра. При этих допущениях эпюра давлений по длине подшипника соответствует трапеции (рис. 4.19) и грузоподъемность подшипника представляется в виде

$$P = 0,12 p_n D(L-l) f_p(\varepsilon),$$

где p_n – избыточное давление поддува воздуха, МПа; D – диаметр шейки шпинделя, мм; L – длина подшипника, мм; l – расстояние от края подшипника до отверстий поддува, мм.

Коэффициент $f_p(\varepsilon)$ зависит от величины эксцентричного смещения $\varepsilon = \frac{2e}{\Delta}$. Приближенно можно принять:

$$f_p(\varepsilon) = \frac{\pi}{\varepsilon} \left[(1-\varepsilon^2)^{-\frac{1}{2}} - 1 \right]. \quad (4.15)$$

Если ограничить предельное значение эксцентриситета $\varepsilon_{\max} \leq 0,5$, то можно получить величину грузоподъемности подшипника

$$P_{\max} = 0,12 p_{\text{н}} D(L-l). \quad (4.16)$$

Применив разложение выражения (4.15) в ряд $(1-\varepsilon^2)^{-\frac{1}{2}} - 1 = \frac{1}{2}\varepsilon^2 + \frac{3}{8}\varepsilon^4 + \frac{5}{16}\varepsilon^6 + \dots$ и ограничиваясь областью малых эксцентриситетов, отбрасывая все члены, кроме первого, что приемлемо для $\varepsilon < 0,3$, грузоподъемность подшипников можно выразить как

$$P_{\max} = 0,2\varepsilon p_{\text{н}}(L-l). \quad (4.17)$$

Жесткость аэростатического подшипника при малых эксцентриситетах, т. е. для шпинделей прецизионных станков, на основе приближенной зависимости (4.17), соответствует выражению

$$j = \frac{dP}{de} = 0,4 p_{\text{н}} \frac{D(L-l)}{\Delta},$$

где Δ – диаметральный зазор в подшипнике.

Расход воздуха в аэростатических подшипниках обычно невелик и может быть рассчитан на основе следующей формулы для объемного расхода:

$$Q = 0,1\pi d^2 z (p_{\text{н}} + 1) \sqrt{p_{\text{н}}}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где d – диаметр отверстия поддува, мм; z – число отверстий поддува; $p_{\text{н}}$ – избыточное давление воздуха при подводе к отверстиям, МПа.

ГЛАВА 5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ СКОРОСТЕЙ

Механизмы переключения скоростей по воздействию на исполнительные устройства делятся на прямые (непосредственные) и косвенные (дистанционные).

Прямые подразделяются на рычажные, селективные и кулачковые.

5.1. Рычажные механизмы

Рычажные механизмы делятся на следующие виды: простые рычажные, рычажно-зубчатые, рычажно-плунжерные, рычажно-реечные, рычажно-кулисные.

Несмотря на большое разнообразие механизмов ручного управления, в общем случае они содержат: задающий орган, собственно механизм управления, состоящий из передаточного устройства и исполнительного органа, а в необходимых случаях – элементы обратной связи и индикации.

5.1.1. Конструкции механизмов

Задающий орган (ЗО) – рукоятка, кнопка, педаль – представляет собой начальное звено настройки параметров исполнительных движений.

На рис. 5.1, д представлен широко распространенный рычажный механизм индивидуального переключения блока шестерен. Поворот от рукоятки 1, ввернутой в ступицу 2, передается поворотному валику 3, на правом конце которого посредством стопорного винта закреплен переводной рычаг 4. На верхнем конце рычага 4 при помощи оси закреплен охватывающий сухарь 5, взаимодействующий с хвостовиком переводной (ползунковой) вилки 7. При перемещении верхнего конца рычага по дуге окружности происходит перемещение вилки 7 по направляющей скалке 6; рабочая часть вилки взаимодействует с кольцевым пазом блока шестерен и перемещает его до фиксируемого положения.

Фиксатором положения переключаемых блоков шестерен является подпружиненный шарик, расположенный в ступице 2 рукоятки и взаимодействующий с углублениями на сопрягаемой со ступицей шайбой.

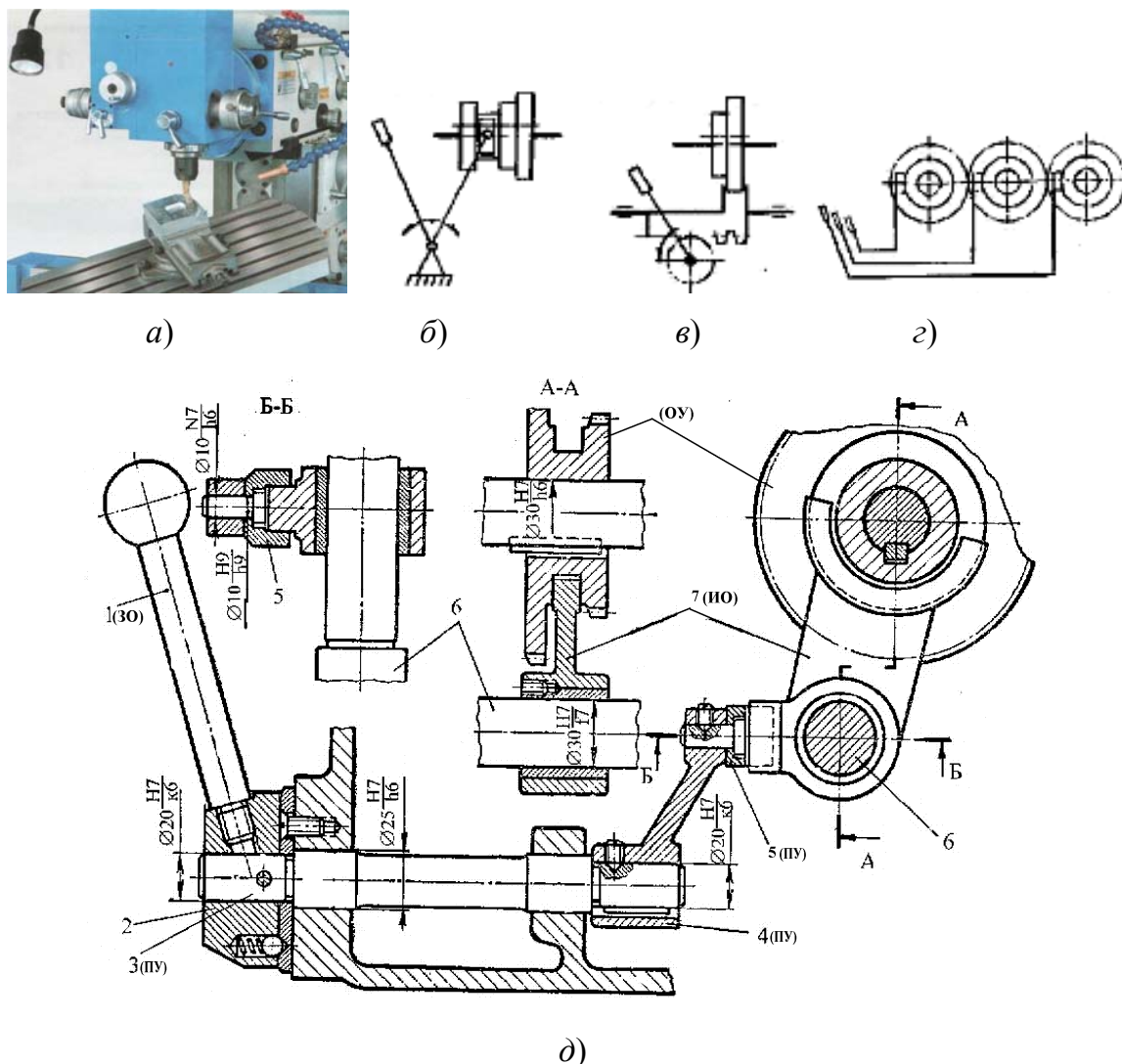


Рис. 5.1. Эскизы механизмов переключения скоростей:
a – общий вид; *б* – схема рычажного; *в* – схема рычажно-реечного;
г – схема многорукоятчатого; *д* – эскиз рычажного

Форма и размеры органов ручного управления обуславливаются в первую очередь удобством производимых переключений и выполнением эргономических требований.

На рис. 5.2 представлены формы и габаритные размеры наиболее часто применяемых задающих органов управления.

Форма и размеры рукояток с шаровой ручкой (рис. 5.2, *a*) регламентированы ГОСТ 8924–75. Они крепятся к ступицам, основные типы и размеры которых также стандартизованы.

Рукоятки, состоящие из рычага и ручки переключения с фиксатором (рис. 5.2, *б*), менее удобны в управлении, более сложны по конструкции, но обеспечивают надежную фиксацию перемещаемых элементов в требуемом положении.

Штурвалы (рис. 5.2, *в*) используются при значительных усилиях в механизмах централизованного управления. Они состоят из ступицы и двух-четырех стержней с шариками или фасонными ручками на концах.

В механизмах централизованного управления при небольших усилиях переключения используют и опорные ручки гранено-выпуклой (рис. 5.2, *д*) или цилиндрической (рис. 5.2, *з*) формы. В последнем случае для облегчения переключения на ручке выполняется накатка. В этих ручках, как правило, монтируются фиксаторы в виде подпружиненного шарика.

В селективных механизмах переключения часто применяются ручки, называемые грибками (рис. 5.2, *е*). Они позволяют осуществлять два движения – поворот и смещение вдоль оси.

Маховички (рис. 5.2, *жс*) используются обычно для переключения коробок скоростей, оснащенных механизмами централизованного последовательного управления.

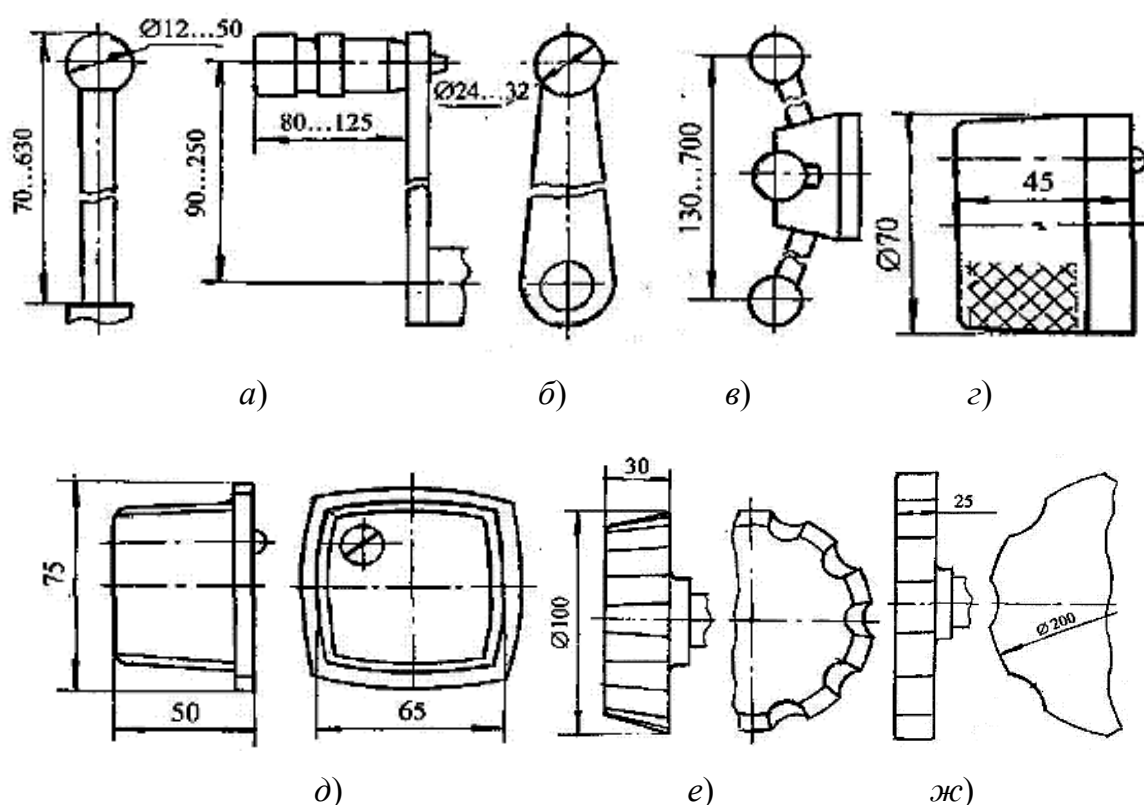


Рис. 5.2. Задающие органы ручного переключения:
а, б – рычаги; *в* – штурвал; *з, д* – ручки;
е – грибок; *жс* – маховичок

Желательно располагать органы управления на небольшом расстоянии вправо или влево от положения оператора, что удобнее для него. Если возможно, необходимо устанавливать ограничители перемещений рукояток управления, чем значительно облегчается труд оператора.

Органы управления, которыми пользуются наиболее часто, необходимо располагать на высоте между локтем и плечом.

Орган управления, расположенный впереди и немного ниже плеча, наиболее легко отыскивается оператором «вслепую».

Переводные рычаги служат либо для непосредственного перемещения блоков шестерен в механизмах индивидуального управления, либо для переключения ползунковых вилок при помощи сухарей той или иной конструкции. Они могут быть самой разнообразной формы и размеров.

На рис. 5.3, а представлен рычаг 1 традиционной формы, соединенный с поворотным валиком 2, и имеющий на конце призматический сухарь 3, при помощи которого и осуществляется перевод блока шестерен из одной позиции в другую.

На рис. 5.3, б переводной рычаг 1 имеет форму вилки, закрепленной на поворотном валике 2. На концах вилок закреплены призматические сухари 3. Преимущество такой конструкции, и отличие от первой, состоит в том, что блок шестерен не перекашивается при переключениях от внецентренного приложения силы со стороны сухаря.

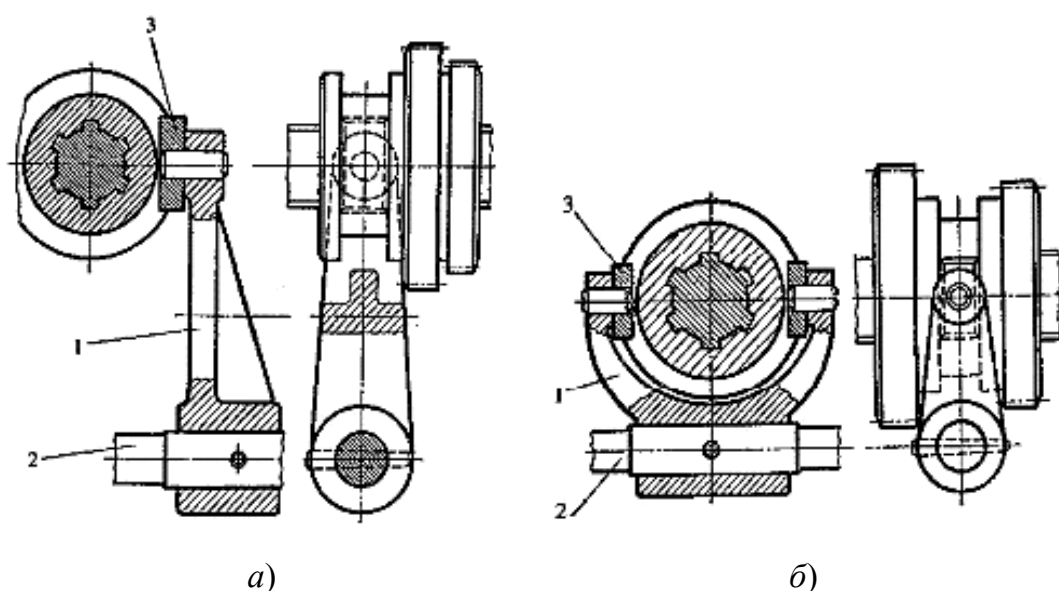


Рис. 5.3. Формы переводных рычагов:
а – односторонний; б – двухсторонний

Переводные рычаги переключения изготавливают обычно из серого чугуна. При необходимости их можно изготавливать стальными сварными. Концы рычагов, закрепленные на поворотных валиках, и бобышки под поворотные валики рекомендуется выполнять следующих размеров:

$$d_1 = (1,5-1,7)d; \quad d_2 = (1,7-2,0)d;$$

$$l_1 = (1,2-1,5)d; \quad l_2 = (2,0-2,5)d,$$

где d , d_1 и d_2 – соответственно диаметр поворотного валика, диаметр бобышки рычага и диаметр бобышки корпуса; l_1 и l_2 – соответственно длина бобышки рычага и корпуса.

Сухари – это детали, которые при переключении непосредственно взаимодействуют с поверхностями зубчатых блоков шестерен или хвостовиками переходных вилок. Они бывают охватываемыми – призматической формы или охватывающими в виде вилок (рис. 5.3, б).

Призматические сухари свободно крепятся на осях по посадке с зазором, а оси, в свою очередь, устанавливаются с натягом или могут фиксироваться при помощи штифта, стопорного винта или пружинного кольца, если сухарь и ось представляют одно целое (рис. 5.4, а).

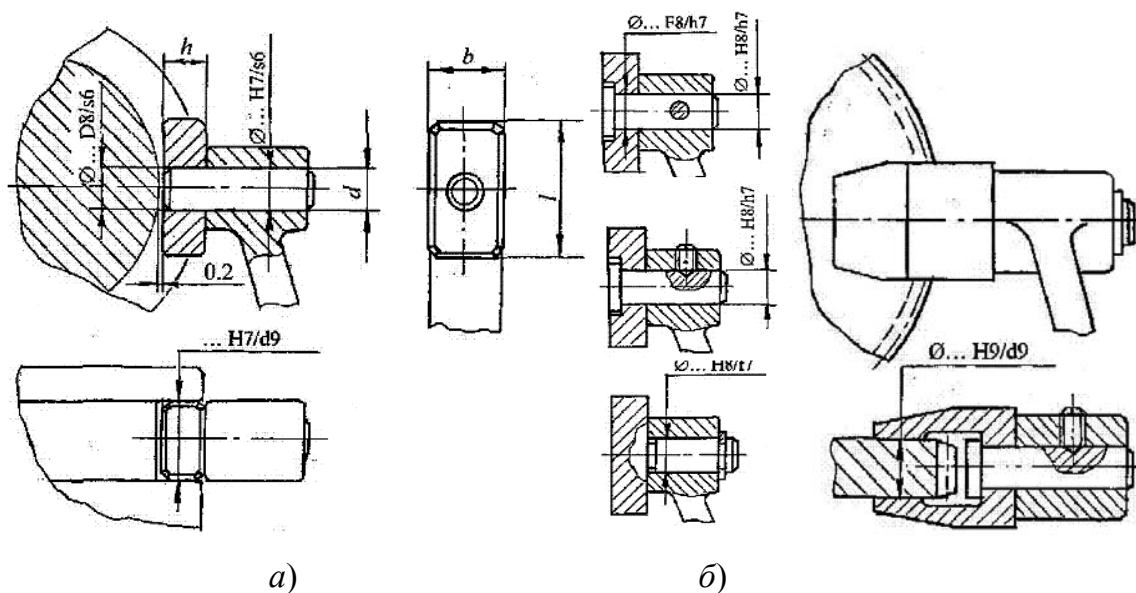


Рис. 5.4. Эскизы элементов переключения:

а – призматического сухаря; б – охватывающего сухаря:

$d = 5-13$ мм; $l = 18-45$ мм; $b = 10-25$ мм; $h = 5-13$ мм

Сухари в виде поворотных охватывающих вилок (рис. 5.4, б) используются тогда, когда применение призматических невозможно по тем или иным причинам. Размеры сухарей-вилок назначают конструктивно, исходя из размеров сопрягаемых деталей.

Сухари изготавливают из антифрикционного чугуна, текстолита или бронзы.

Рычажно-плунжерные (рис. 5.5, а) или рычажно-реечные (рис. 5.5, б) механизмы предназначены для переключения блоков шестерен или муфт в требуемую позицию.

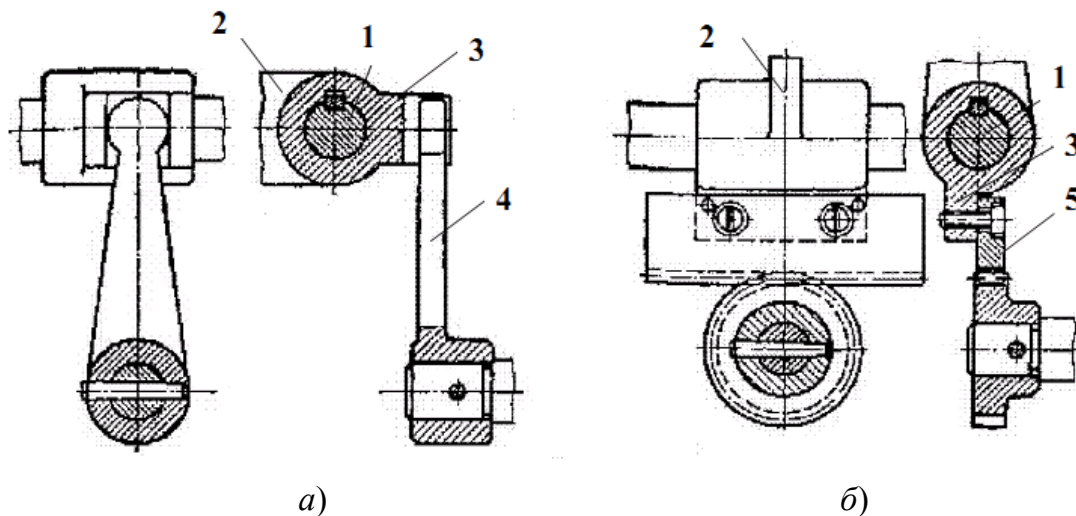


Рис. 5.5. Эскизы механизмов переключения:
а – рычажно-плунжерные; б – рычажно-реечные

Исполнительный орган перемещается по направляющим скалкам 1 и состоит из рабочей части 2, взаимодействующей с конструктивными элементами подвижного блока шестерен и хвостовика 3, при помощи которого вилке сообщается движение от переводного рычага 4 или другого элемента 5.

При необходимости перемещения вилок на значительные расстояния на хвостовике вилки устанавливается или нарезается рейка, с которой сопрягается шестерня или зубчатый сектор (рис. 5.5, б).

Переводные вилки изготавливаются из серого или высокопрочного чугуна, могут иметь различные формы и размеры.

5.1.2. Механизмы фиксации

Фиксаторы в механизмах переключения служат для обеспечения точной установки подвижных блоков шестерен в требуемую позицию и удержания их в этой позиции при работе.

Фиксаторы могут встраиваться в различные элементы механизмов переключения: рукоятки, ступицы рукояток, переводные вилки, скалки, блоки шестерен и т. п.

Рукоятка переключения 3 со стержневым вытяжным фиксатором 1 (рис. 5.6, а) в ручке 2 обеспечивает надежную фиксацию подвижных элементов. Широкое использование этого способа фиксации ограничивает относительная сложность конструкции и неудобство переключения, обусловленное необходимостью вытягивания подпружиненного стержня 1 из гнезда при переводе рукоятки 3 в другую позицию.

Рукоятка переключения 2 с шариковым фиксатором 1 (рис. 5.6, б) конструктивно проще, чем предыдущая, и удобнее в обращении, однако надежность фиксации здесь несколько ниже.

Ввиду простоты и удобства в управлении наиболее широкое распространение получила рукоятка 1 с шариковым фиксатором 4 в ступице 2 (рис. 5.6, в). Углубление под шарик целесообразно выполнять в стальной закаленной шайбе 5, которая крепится к корпусу винтами. Одновременно шайба 5 предотвращает смещение поворотного валика 3 вправо.

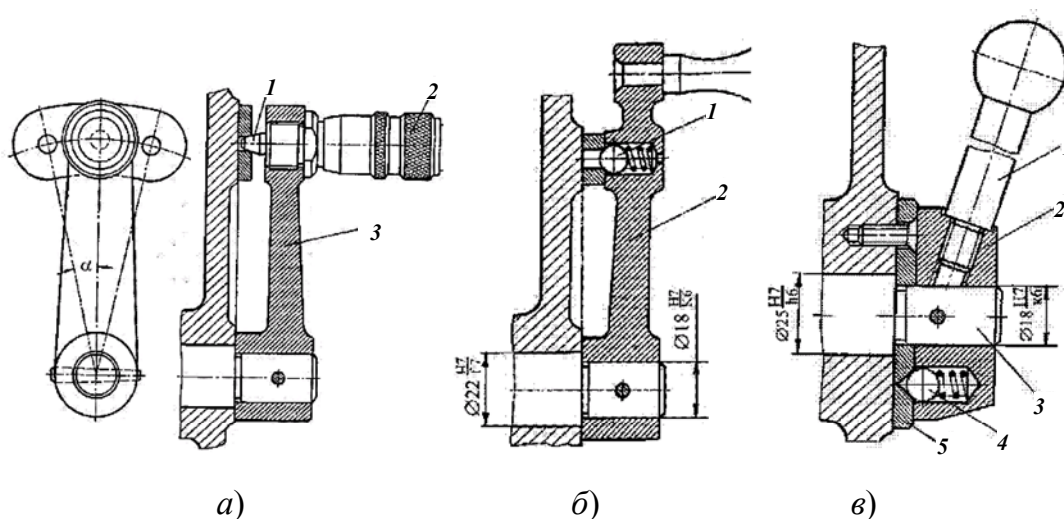


Рис. 5.6. Примеры рукояток переключения с фиксаторами:
а – вытяжным; б, в – шариковым

Точность осевой ориентации венцов шестерен подвижных блоков относительно сцепляемых с ними неподвижных колес будет тем выше, чем ближе фиксатор установлен к переключаемому блоку. В этом случае на точности управления не будут сказываться зазоры в подвижных соединениях и упругие деформации отдельных элементов.

На рис. 5.7 представлены примеры схем установки фиксаторов в различных элементах механизмов управления.

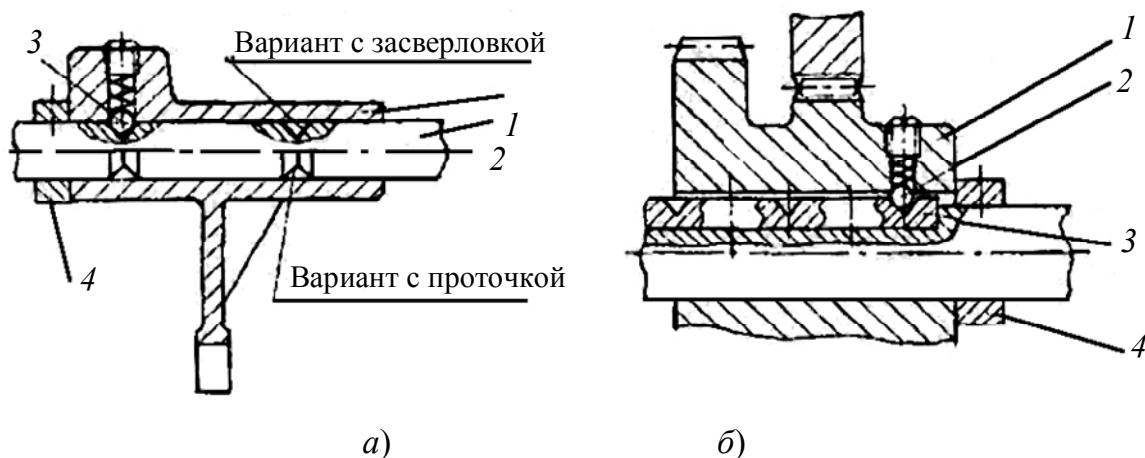


Рис. 5.7. Эскизы механизмов фиксации:
 а – в переводной вилке; б – в блоке шестерен

Фиксация переводной вилки 1 (рис. 5.7, а) на скалке 2 выполняется подпружиненным шариком 3. На скалке протачиваются канавки или засверливаются углубления, с которыми взаимодействует шарик. Для облегчения фиксации переводной вилки на скалке могут быть установлены ограничительные кольца-упоры 4.

Наибольшая точность фиксации может быть достигнута при установке фиксатора непосредственно в блоке шестерен 1 (рис. 5.7, б). Шарик 2 взаимодействует с углублениями в стальной закаленной шпонке 3. Для облегчения установки блока в крайние положения на валу при помощи стопорных винтов могут быть закреплены ограничительные кольца 4.

Не рекомендуется установка на валах стопорных разрезных колец в качестве ограничителей хода, так как в этом случае канавки, выполненные на валу, существенно снижают усталостную прочность последнего.

5.2. Конструкции одорукояточных механизмов управления

Конструктивное исполнение механизмов переключения с одной рукояткой каждого привода представлена на рис. 5.8.



а)

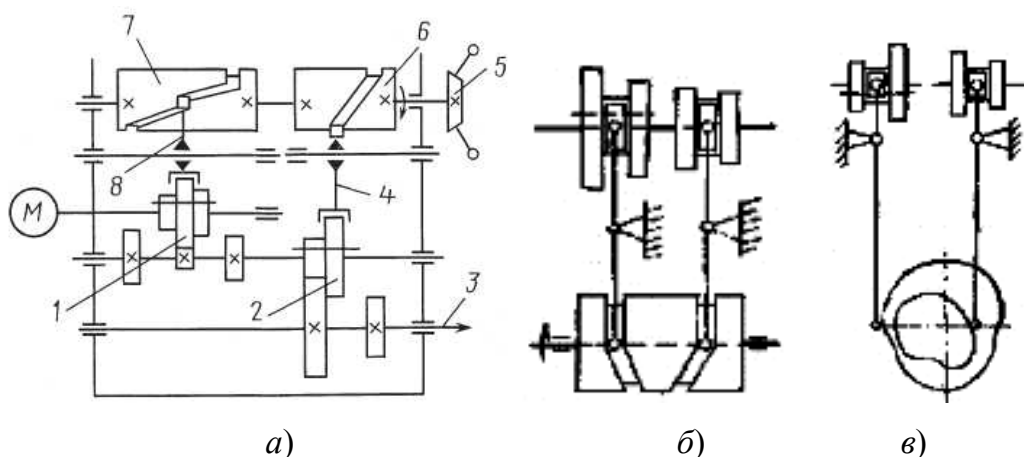
б)

Рис. 5.8. Общие виды станков с однорукояточными механизмами:
а – токарного; б – комбинированного

5.2.1. Кулачковые механизмы переключения

Среди механизмов централизованного последовательного управления наибольшее распространение получили механизмы с цилиндрическими и дисковыми (плоскими) кулачками, в которых переключение шестерен может осуществляться при помощи переводной вилки, непосредственно перемещаемой кулачком или посредством двуплечего рычага, один конец которого взаимодействует с кулачком, а другой – с переводной вилкой.

На рис. 5.9 приведена конструктивная схема переключения тройного 1 и двойного 2 блоков шестерен при помощи цилиндрических кулачков 6 и 7 в трехваловой коробке скоростей, позволяющей реализовать шесть частот вращения на выходном валу.



а)

б)

в)

Рис. 5.9. Схемы кулачковых механизмов переключения передач:
а – кинематическая схема привода; б – с помощью цилиндрического кулачка; в – с помощью дискового кулачка

Установка требуемой частоты вращения осуществляется поворотом рукоятки 5, имеющей шесть фиксированных положений.

Кулачки обычно изготавливают из высокопрочного чугуна или стали марок 45 и 40Х с последующей закалкой рабочих поверхностей ТВЧ до твердости HRC 48–51. Ролики чаще всего выполняют из стали 20Х, 18ХГТ с цементацией и закалкой до твердости HRC, 56–62.

Важным конструктивным параметром при проектировании является угол подъема профиля θ криволинейного паза на кулачке. Это угол, заключенный между двумя лучами, исходящими из произвольно выбранной точки на торце паза. Один из лучей совпадает с направлением перемещения выбранной точки при повороте кулачка, другой – с касательной к поверхности паза в этой точке.

Угол θ является переменной величиной и зависит от выбора месторасположения точки на торце паза (рис. 5.10). Его величина ограничивается $\theta_{\text{пред}} < 50^\circ$. При больших углах возможно заклинивание механизма, а при слишком малых $\theta < 30^\circ$ – неоправданно увеличивается диаметр кулачка.

Непосредственно с кулачком 1, а точнее, криволинейным пазом на его поверхности (рис. 5.10, а), взаимодействует ролик 2, вращающийся на оси 3, которая крепится к хвостовику переводной вилки или концу переводного рычага 4. Их выбор зависит от размеров управляющего кулачка, и в процессе проектирования иногда требуется неоднократная корректировка размеров ролика.

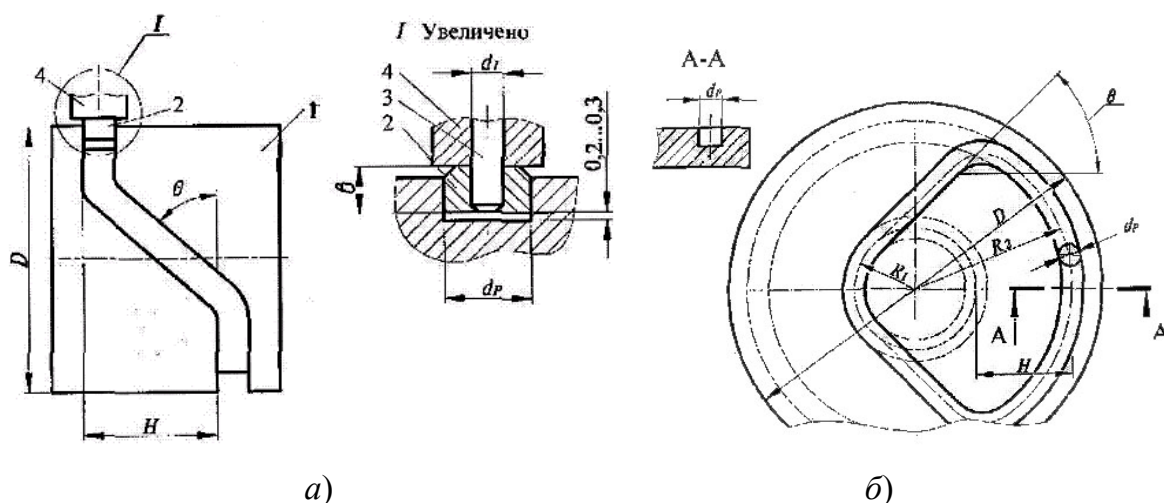


Рис. 5.10. Основные конструктивные параметры кулачков:
 а – барабанного; б – дискового

Профилирование криволинейных пазов на развертках кулачков выполняют с использованием структурной сетки (рис. 5.11).

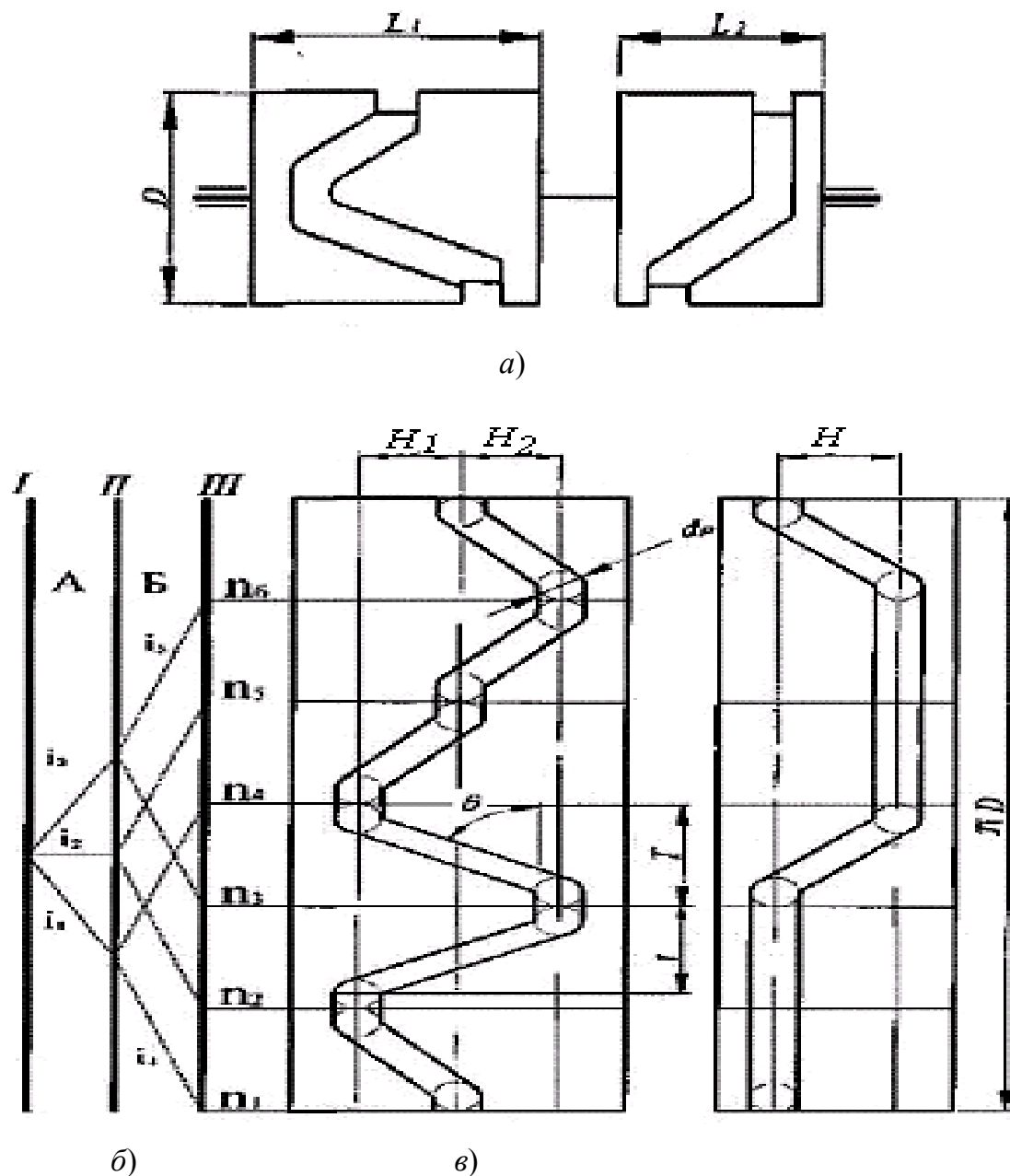


Рис. 5.11. Построение разверток кулачков:
 а – эскизы кулачков; б – структурная сетка;
 в – развертки кулачков

С правой стороны структурной сетки в произвольном масштабе наносится контур развертки в виде прямоугольника со сторонами πD и L , величины которых на начальном этапе работы еще неизвестны. Далее в этом прямоугольнике наносится сетка, состоящая из вертикальных и горизонтальных линий. Количество вертикальных линии

определяется числом положений, которое может занимать подвижный блок при переключении, а горизонтальных – числом частот вращения коробки передач. Расстояния между вертикальными линиями сетки известны и равны величинам ходов переключаемого блока.

Анализируя структурную сетку, определяют, сколько раз должен быть переключен тот или иной блок за один оборот кулачка.

В соответствии с необходимыми переключениями на развертку наносят траекторию паза.

Очевидно, что диаметр D кулачков зависит от количества частот вращения Z , максимальной величины подъема профиля H и допустимого угла подъема профиля θ .

В рассматриваемом примере максимальная величина $H = H_1 + H_2$ будет на участке включения n_3-n_4 .

Из схемы на рис. 5.11, в следуют соотношения:

$$\pi D = TZ, \quad D = T \frac{Z}{\pi}, \quad (5.1)$$

где T – длина участка развертки между двумя соседними положениями кулачка.

Угол наклона профиля на участке с его максимальным подъемом:

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{H}{t}, \quad (5.2)$$

где t – вспомогательная величина, $t = T - d_p$.

Тогда диаметр цилиндрического кулачка определится выражением

$$D = \frac{Z \left(\frac{H}{\operatorname{tg}\theta} + d_p \right)}{\pi}. \quad (5.3)$$

При проектных расчетах принимают $\theta = 50^\circ$, а диаметр ролика $d_p = 10-15$ мм.

Осовой размер кулачка принимают равным $L = H + d_p + (10-15)$, мм.

При дальнейшем проектировании расчетный диаметр D обычно корректируется в большую сторону, исходя из размеров свободного пространства в коробке передач. При этом уменьшается угол подъема профиля, появляется возможность изготовления более широкого паза под ролик большего диаметра и т. п.

Профилирование управляющих пазов на торцах дискового кулачка и определение его размеров производится по той же методике, что и для цилиндрических кулачков.

Рассмотрим порядок профилирования дискового кулачка на примере переключения двойного блока в шестискоростной коробке передач (рис. 5.9, в и 5.10, б).

На начальном этапе работы вычерчивается наружная окружность дискового кулачка произвольного диаметра (рис. 5.12), но обычно не менее 120–150 мм, иначе выполнить необходимые построения будет затруднительно.

Окружность делится на Z равных частей и проставляются частоты вращения $n_1, n_2 \dots, n_i$. В рассматриваемом примере $Z = 6$.

Далее определяют минимальный радиус:

$$R_1 = H \operatorname{ctg} \frac{\varphi \cos(\theta + \varphi)}{2 \sin \theta}, \quad (5.4)$$

где H – высота подъема профиля, равная величине хода переключаемого блока шестерен при непосредственном взаимодействии кулачка с переводной вилкой; θ – угол подъема профиля, принимаемый в про-

ектных расчетах равным 50° ; φ – угол сектора на кулачке, $\varphi = \frac{360^\circ}{Z}$.

Максимальный радиус $R_2 = R_1 + H$.

После этого проводят окружности радиусами R_1 и R_2 и соединяют их отрезками прямых на участках переключения скоростей $n_3 - n_4$ и $n_6 - n_1$.

Штрихпунктирная линия, проходящая через точки 1–2–3–4–5–6–1, будет являться осевой линией паза. Ширина паза определяется диаметром ролика d_p , и его контур наносится на схему после изображения осевой линии.

Максимальный диаметр кулачка:

$$D = 2R_2 + d_p + 2\Delta, \quad (5.5)$$

где Δ – расстояние между торцом паза и наружным диаметром кулачка, $\Delta = 6$ –10 мм.

От одного плоского кулачка может осуществляться управление несколькими подвижными блоками (до четырех).

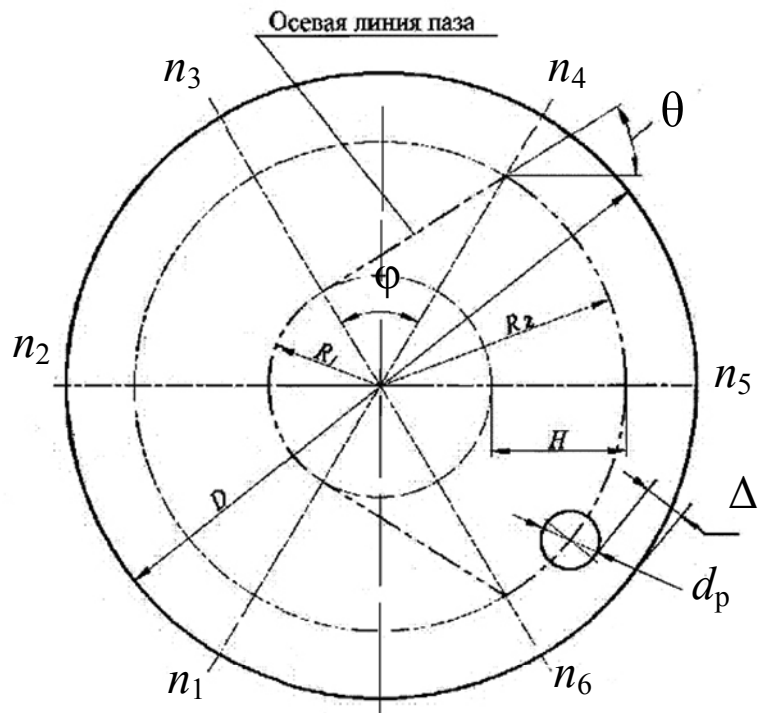


Рис. 5.12. Схема к определению паза и размеров дискового кулачка

В тех случаях, когда невозможно осуществлять непосредственную передачу движения от кулачка переводным вилкам или необходимо существенно увеличить величину хода перемещаемых блоков шестерен при ограниченных размерах кулачка, используют промежуточные звенья – двуплечие рычаги.

5.2.2. Конструктивные особенности механизмов селективного управления

Централизованное селективное управление чаще всего осуществляется от двух рукояток, реже – от одной, имеющей несколько степеней свободы.

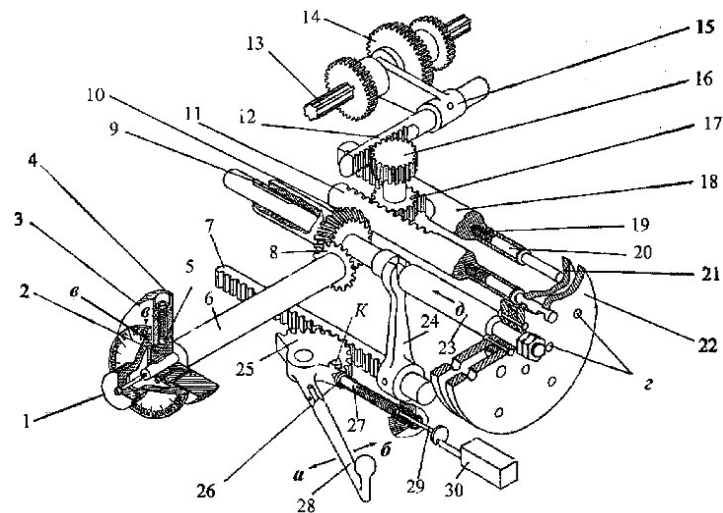
Селективное управление коробкой скоростей вертикально-фрезерного станка в рассматриваемом примере (рис. 5.13) осуществляется поворотным лимбом 1 и рукояткой 28. Для переключения скоростей необходимо рукоятку 28 повернуть по стрелке *a*. При этом зубчатый сектор 25 передвинет рейку 7, а вместе с ней вилку 24, полый вал 23 и селективные диски 21 и 22 вправо. При этом селективные диски выйдут из контакта с толкателями 20, помещенными в отверстиях реек 11 и 18.

После этого необходимо повернуть лимб *1* до совпадения требуемой цифры частоты вращения шпинделя из числа нанесенных на конической части лимба со стрелкой *в*, неподвижно закрепленной на корпусе *4* механизма. Лимб *1* соединен с кольцом *2*, которое закреплено на конце валика. Последний жестко соединен с конической шестерней *8*, которая находится в зацеплении с коническим колесом *10*, связанным посредством направляющей шпонки с валом *23*. Следовательно, при повороте лимба *1* происходит также поворот селективных дисков, которые займут определенное положение относительно толкателей *20* реек *11* и *18* в соответствии с выбранной скоростью. Шарик *5* под действием пружины *3* зафиксирует установленное положение селективных дисков.

Селективные диски *21* и *22* имеют отверстия *2*, расположенные по окружности в определенном порядке. Каждой частоте вращения шпинделя соответствует свое расположение отверстий на дисках. При повороте дисков *21* и *22* происходит выбор необходимой частоты вращения, при этом против толкателей *20* реек *18* и *11* на диске располагается необходимая для данной скорости комбинация отверстий.



a)



б)

Рис. 5.13. Механизм селективного управления коробкой скоростей вертикально-фрезерного станка:
a – общий вид; *б* – 3D модель

Поворот рукоятки 28 по стрелке δ вызовет перемещения селективных дисков в направлении стрелки δ , диск 21 упрется в толкатель 20 одной из реек 18 или 11 и переместит ее, повернув при этом шестерню 17. Одновременно с шестерней 17 повернется установленная с ней на одной оси шестерня 16, в связи с чем переместится реечная скалка с переводной вилкой 15. Вилка 15 входит в кольцевой паз блока шестерен 14 и при своем движении перемещает блок вдоль вала 13, производя переключение скорости.

Если блок 14, как показано на схеме, находится в крайнем левом положении, рейка 11 выдвинется вперед, а рейка 18 будет находиться в заднем крайнем положении.

Для переключения блока в крайнее правое положение на селективных дисках против толкателя 20 должно быть расположено сквозное отверстие, а против рейки 11 отверстия не будет. Тогда при перемещении дисков в направлении стрелки δ торец диска 21 упрется в цилиндрический толкатель 20 и переместит блок 14 в крайнее правое положение. При этом толкатель 20 рейки 18 войдет в находящиеся против него отверстия в дисках 21 и 22.

Для переключения блока шестерен в среднее положение против обоих толкателей должны находиться отверстия диска 21, а диск 22 напротив толкателей отверстий иметь не будет. Тогда при перемещении дисков толкатель 21 сначала войдет в отверстие в диске 21 и только при упоре в диск 22 последний начнет переключение блока. Путь перемещения блока будет меньше, чем в первом случае, и закончится тогда, когда блок займет среднее положение.

Механизм имеет три пары реек, т. е. столько, сколько в коробке скоростей имеется подвижных блоков.

Для облегчения переключения скоростей и смягчения ударов, особенно в случае попадания торца зуба одной шестерни на торец зуба другой, толкатели 20 передают усилие на рейки посредством пружины 19. С этой же целью совместно с сектором 25 изготовлен кулачок К, который при переключении блоков шестерен, воздействуя через палец 27 и толкатель 29 на конечный выключатель 30, сообщает кратковременное вращение электродвигателю и соответственно элементам привода главного движения.

На рис. 5.14 приведена принципиальная схема механизма переключения с одним селекторным диском. Основные геометрические размеры механизмов селективного переключения определяются из очевидных соотношений, иллюстрируемых на рис. 5.14, б, в.

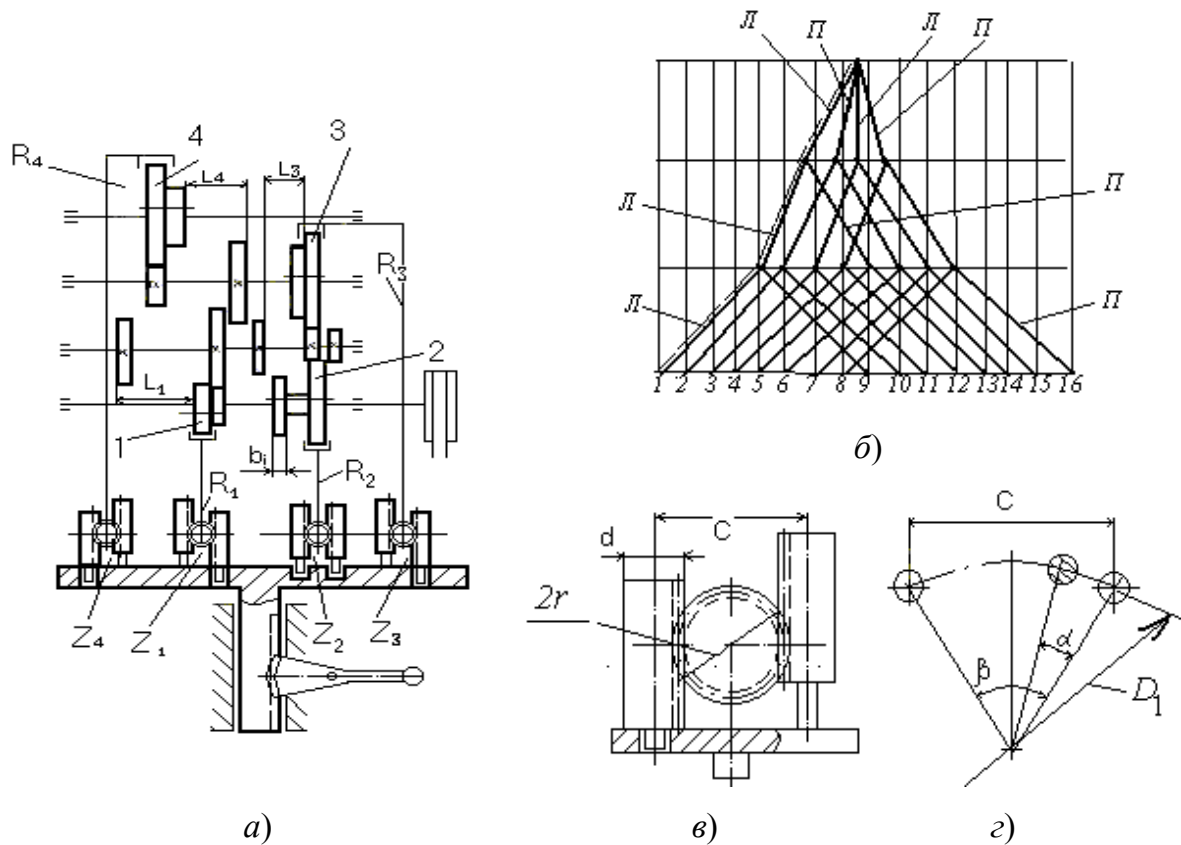


Рис. 5.14. К расчету селективного механизма:
 а – принципиальная схема; б – структурная сетка;
 в – схема реечного механизма; г – расположение
 отверстий на диске

Расстояние между осями пары реечных толкателей $C = 2r + d - 2m$, где m – модуль реечных колес z_1 – z_4 .

Диаметр концентрических окружностей, на которых расположены отверстия под цапфы реечных толкателей, равен

$$D_1 = \frac{C}{\sin \frac{\beta}{2}} = \frac{C}{\sin \frac{k\alpha}{2}},$$

где k – целое число; $\alpha = \frac{360}{n}$; n – число требуемых переключений.

Следовательно

$$D_1 = \frac{C}{\sin \frac{k \cdot 180}{n}}.$$

Величина перемещения толкателей зависит от ширины b зубчатых венцов передвижных блоков и соотношения $\frac{R_j}{r}$, где R_j – радиус рычага, передвигающего соответствующий блок (R_1, R_2, R_3, R_4).

Затем отмечаем положения вилок (например 4, 3, 2) при общем количестве положений селектора (например 16). Записываем структурную формулу привода, обеспечиваемую механизмом, например $Z = 16 = 4_1 2_4 2_8$. Строим структурную сетку привода (рис. 5.14, б). На структурной сетке обозначаем положение блоков (правое – П, левое – Л или среднее – С) в соответствии с их положением на кинематической схеме.

Таблица 5.1

Результаты опытов для привода $Z = 16$

Номер вилки	Номер положения селектора															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	Л	П	П	П	Л	Л	Л	П	С	С	С	С	С	С	С	С
2	С	С	С	С	С	С	С	С	Л	П	П	П	П	Л	Л	Л
3	Л	Л	Л	П	Л	П	П	П	Л	П	Л	П	Л	П	Л	П
4	Л	Л	П	Л	П	Л	П	П	Л	П	П	Л	Л	Л	П	П
Частоты выходного вала	n_{10}	n_9	n_1	n_{13}	n_2	n_{14}	n_6	n_5	n_{11}	n_8	n_4	n_{16}	n_{12}	n_{15}	n_3	n_7

В нижнюю строку табл. 5.1 заносим обозначения частот выходного вала, соответствующие положению блоков на кинематической схеме, и восстанавливаем табло частот на панели управления станка, например, для механизма на рис. 5.14.

5.3. Последовательность проектирования механизмов ручного управления

5.3.1. Кинематический расчет механизмов

Расчет углов поворота, длин рычагов и передаточных отношений рассмотрим на примере механизма управления, представленного на рис. 5.15. Перемещение тройного блока по валу III осуществляется рукояткой 1, секторно-зубчатым и реечным механизмами. Рукоятка 2 осуществляет непосредственное управление двойным блоком, находящимся на валу I.

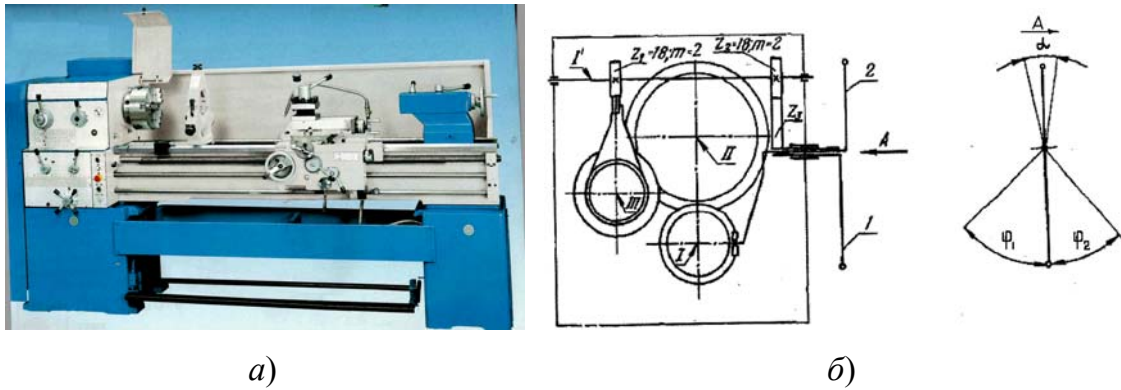


Рис. 5.15. К расчету рычажного механизма управления:
a – общий вид станка; *б* – расчетная схема

При расчете угла поворота рукоятки *I* необходимо знать полный ход *S* перемещаемого блока, а также ход рейки вправо *S*₁ и влево *S*₂ (*S* = *S*₁ + *S*₂). Длина рейки, обеспечивающая осевое перемещение блока, *l* = (*S* + 10) мм. Числа зубьев реечной шестерни *Z*₁ и *Z*₂ желательно принимать наименьшим при одинаковом модуле, т. е. *Z*₁ = *Z*₂ = 18, *m* = 2 мм.

Для перемещения блока влево от среднего положения необходимо определить:

а) число оборотов промежуточного валика *I*'

$$n_{I'} = \frac{S_1}{\pi m z_1}; \quad (5.6)$$

б) число оборотов рукоятки управления *I* определяется из уравнения кинематического баланса

$$n_1 i = n_{I'}, \quad (5.7)$$

где $i = \frac{z_3}{z_2}$ – передаточное отношение зубчатой передачи.

Тогда число оборотов рукоятки *I* составит

$$n_1 = \frac{n_{I'}}{i} = \frac{n_{I'} z_2}{z_3}. \quad (5.8)$$

Количество зубьев *z*₃ принимается из конструктивных соображений, т. е. из межосевого расстояния *a*, мм, между осью рукоятки *I* и валом *I*', определяемого по формуле

$$a = \frac{(z_2 + z_3)m}{2}. \quad (5.9)$$

Рассчитанное число оборотов переводится в угол поворота рукоятки φ_1 , град:

$$\varphi_1 = n_1 \cdot 360^\circ. \quad (5.10)$$

Аналогично рассчитывается угол поворота φ_2 рукоятки I для перемещения блока вправо от среднего положения на величину S_2 .

Полный угол поворота рукоятки составит $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$. Данное значение не должно превышать $\varphi_{\max} = 90\text{--}120^\circ$. В противном случае необходимо пересмотреть передаточное отношение i зубчатой передачи или межосевое расстояние a .

Учитывая, что шестерня z_3 изготовлена в виде сектора с углом $\varphi_c = \varphi + \varphi_0$, где $\varphi_0 = (40\text{--}45^\circ)$ – угол, необходимый для обеспечения постоянного зацепления шестерни z_2 с сектором z_3 , получаем

$$\varphi_c = \varphi + (40\text{--}45^\circ).$$

Когда при конструкторской проработке механизма управления необходимо определить минимально допустимое межосевое расстояние a , рассчитывают i_{\min} зубчато-секторной передачи из уравнения кинематического баланса

$$n_1 i \pi m z_1 = S, \quad (5.11)$$

где $n_1 = \frac{\varphi_{\max}}{360^\circ}$ – максимально допустимое число оборотов рукоятки I ;

$i = \frac{z_3}{z_2}$ – передаточное отношение зубчато-секторной передачи.

Тогда

$$i = \frac{S}{n_1 \pi m z_1}, \quad (5.12)$$

а, задавшись $z_2 = z_{\min}$, вычисляется z_3 .

Расстояние a рассчитывается по формуле (5.9).

Дальнейшее определение углов поворота φ_1 и φ_2 рукоятки I при перемещении блока влево и вправо производится на основании вышеописанных расчетов.

Переключение блока зубчатых колес, расположенного на валу I, производится непосредственно рычагом, установленным на одной оси с рукояткой управления 2. Длина рычага R и угол поворота α рукоятки 2 зависят от величины перемещения (хода S) блока и высоты h приводного сухаря, установленного в кольцевом пазу блока (рис. 5.16).

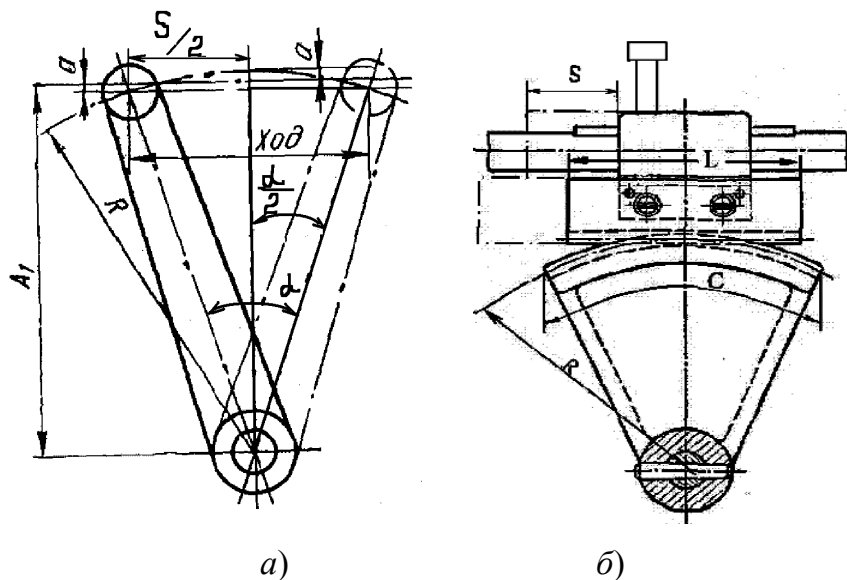


Рис. 5.16. Эскиз зубчато-реечного механизма:
 а – схема поворота рычага; б – эскиз перемещения переводной вилки

Для нормальной работы механизма необходимо, чтобы при повороте рычага величина a отклонения сухаря от оси зубчатого блока не превышала значения $a \leq 0,3l$, где l – длина сухаря.

Чтобы выдержать это условие, радиус R , мм, рычага принимают равным

$$R = A_1 + a, \quad (5.13)$$

где A_1 – расстояние от оси вала зубчатого блока до оси поворота рычага, мм; a – половина высоты дуги, описанной осью сухаря, при перемещении блока из одного крайнего положения в другое.

Необходимым условием правильного выбора длины переводного рычага для нормальной работы сухаря является

$$R \geq \frac{0,6l}{1 - \cos \frac{\alpha}{2}}. \quad (5.14)$$

Полный угол поворота рукоятки 2 определяется из выражения

$$\alpha = \arcsin \frac{S}{R}. \quad (5.15)$$

В проектных расчетах при разработке механизма управления с переводной вилкой (рис. 5.16, б) в первую очередь следует определить параметры зубчатого сектора и рейки по известной длине хода блока шестерен S .

Модуль m зубчато-реечной передачи в механизмах управления принимают равным 1,5 или 2 мм, тогда минимально необходимое число зубьев сектора

$$z = \frac{S \cdot 360^\circ}{\pi m \varphi}, \quad (5.16)$$

где $\varphi = (60-90^\circ)$ – угол поворота зубчатого сектора.

Длина дуги зубчатого сектора C , мм, равна

$$C = mz + \Delta, \quad (5.17)$$

где $\Delta = 0,3mz$ – величина запаса хода зубчатого сектора.

Радиус сектора определяется по формуле

$$R = \frac{C \cdot 360^\circ}{2\pi\varphi}. \quad (5.18)$$

5.3.2. Силовой расчет механизмов

Для разработки конструкции привода механизма переключения необходимо определить усилие, требующееся для перемещения подвижного элемента (блока зубчатых колес, муфт и др.).

Составление расчетной схемы сил, действующих в механизме управления при перемещении блока зубчатых колес, выполняется после разработки компоновки системы управления.

Если перемещение зубчатых колес производится при отключенных кинематических цепях, т. е. привод не вращается, то сила перемещения зависит от веса подвижных элементов и условий контактирования последних с валом (формы вала, наличия смазки и т. п.).

На рис. 5.17, а представлена обобщенная схема сил, действующих в механизме управления при перемещении блока зубчатых колес.

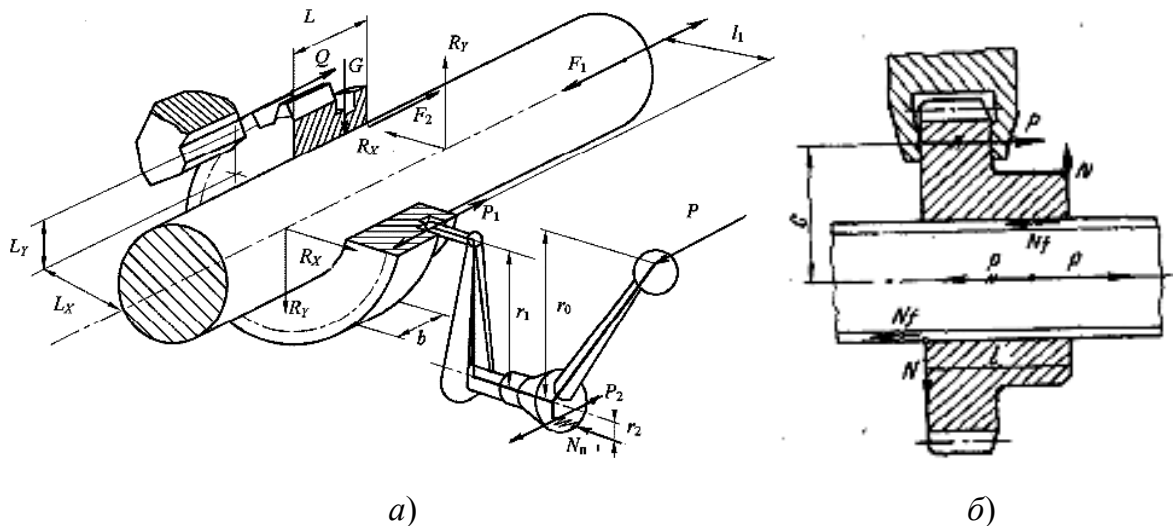


Рис. 5.17. Схема к силовому расчету механизма управления:
 а – 3D модель рычажного механизма; б – схема нагрузок блока

Для перемещения блока зубчатых колес непосредственно по валу необходимо приложить усилие, равное

$$F_1 = Q + F_2, \quad (5.19)$$

где Q – сила, затрачиваемая на соединение зубчатых колес. В предварительных силовых расчетах она принимается $Q = k_1 F_1 = (0,3-0,6) F_1$; $F_2 = kfG$ – сила трения, определяемая с учетом конструктивного коэффициента $k = 1,5-2,0$, учитывающего шпоночное или шлицевое соединение блока с валом; f – коэффициент трения; G – вес перемещаемого блока.

Тогда усилие перемещения блока составит

$$F_1 = \frac{kfG}{1 - k_1}. \quad (5.20)$$

Для преодоления этой силы, а также иных сил сопротивления в промежуточных элементах механизма управления, необходимо на рукоятку воздействовать силой, равной

$$P = P_1 + P_2 + F_1, \quad (5.21)$$

где P_1 – сила трения между сухарем и кольцевым пазом, действующая в плоскости перемещения блока; P_2 – сила сопротивления фиксатора, которая зависит от конструкции принятого механизма фиксации и силы $N_{\text{п}}$, создаваемой пружиной.

Наибольшая сила трения P_1 возникает при подходе блока к крайнему положению, т. е. когда рычаг отклонен на угол φ_1 от среднего положения, и определяется по формуле

$$P_1 = F_1 \operatorname{tg} \varphi_1. \quad (5.22)$$

Длину рукоятки механизма управления r_0 можно определить из уравнения моментов сил

$$Pr_0 + P_2r_2 - P_1r_1 - \frac{F_2d}{2} - QL_y = 0. \quad (5.23)$$

При расчете механизма управления, перемещающего зубчатое колесо вилок, необходимо учитывать момент $M = PC$ (рис. 5.17, б), поворачивающий подвижной элемент в плоскости, параллельной оси.

Этот момент уравнивается реактивным моментом NL . Реакция N создает силы трения Nf , которые оказывают сопротивление осевому перемещению зубчатого колеса. При большом плече C и малой длине L (определенном отношением $\frac{L}{C}$) колесо может заклиниваться и перемещение его по валу окажется невозможным. Поэтому необходимо предельно уменьшить плечо приложения силы P (размер C) и увеличить длину ступицы зубчатого колеса (размер L). Желательно, чтобы выдерживалось отношение $\frac{L}{C} > 1,0$. Если это отношение выдержать не удастся, следует применять вилки с двумя сухарями, охватывающие колесо с двух сторон.

Определение усилий при переключении кулачковой муфты.

С целью уменьшения усилий выключения муфты кулачки выполнены с уклоном (рис. 5.18, б). В зависимости от точности выполнения муфты усилие может передаваться одним или несколькими кулачками. Во втором случае к полумуфте приложен крутящий момент M , реакция N_1 , действующая со стороны шпонки, реакция N_2 , действующая со стороны вала, сила трения, возникающая под действием реакций N_1 и N_2 и осевая сила P_{oc} (рис. 5.18, а).

В первом случае наиболее неблагоприятные условия возникают тогда, когда зуб, передающий окружное усилие, и шпонка расположены под углом 180° . При этом возрастает величина реакции N_2 . Одновременно вследствие одностороннего приложения осевой силы P_{oc}

возникают реакции N_3 , которые принимаются к расчету распределенными по закону треугольника.

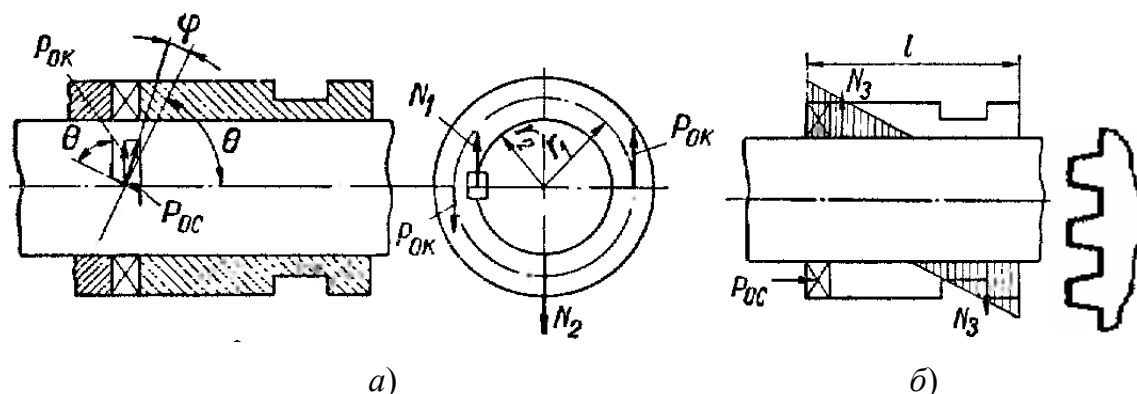


Рис. 5.18. Силы, действующие при переключении кулачковой муфты:
а – расчетная схема; б – вид распределенной нагрузки

Прежде чем определить усилие выключения муфты, необходимо установить величину подъема профиля кулачка θ , чтобы исключить самовыключение муфты, принимая во внимание, что

$$P_{ок} = \frac{M}{r_1}; \quad P_{ос} = P_{ок} \operatorname{ctg}(\theta + \varphi_1), \quad (5.24)$$

где φ_1 – угол трения.

Осевое усилие определяется по формуле

$$P_{ос} = \frac{M}{r_1} \operatorname{ctg}(\theta + \varphi_1). \quad (5.25)$$

Муфта будет находиться в равновесии при условии:

$$P_{ос} = \sum F; \quad \frac{M}{r_1} \operatorname{ctg}(\theta + \varphi_1) = f \frac{2M}{r_2}, \quad (5.26)$$

где $\sum F = f(N_1 + N_2) = f \frac{M}{r_2}$ – сила трения.

Тогда условие отсутствия самовыключения муфты

$$\operatorname{ctg}(\theta + \varphi_1) \leq 2f \frac{r_1}{r_2}. \quad (5.27)$$

При определении угла подъема профиля кулачка θ , принимаются $\varphi_1 = 6^\circ$ и $f = 0,06-0,08$.

Усилие выключения P_B муфты определяется при принятом значении θ и условии передачи окружного усилия одним зубом. В этом случае силы трения, а соответственно и усилие выключения достигают наибольшей величины

$$P_B = \sum F - P_{oc}, \quad (5.28)$$

где $\sum F = (N_1 + N_2 + 2N_3)f$ – сумма сил трения.

Учитывая, что момент осевого усилия P_{oc} уравновешивается моментом реакции N_3 :

$$P_{oc}r_1 = \frac{2N_3l}{3}; \quad N_3 = \frac{3P_{oc}r_1}{2l},$$

с учетом (5.25) получаем

$$N_3 = \frac{3M}{2l} \operatorname{ctg}(\theta + \varphi_1). \quad (5.29)$$

Таким образом,

$$P_B = M \left\{ \left[\frac{1}{r_1} + \frac{2}{r_2} + \frac{3}{l} \operatorname{ctg}(\theta + \varphi_1) \right] f - \frac{1}{r_1} \operatorname{ctg}(\theta + \varphi_1) \right\}. \quad (5.30)$$

При определении усилия выключения необходимо принимать наибольшие возможные значения угла $\varphi_1 = 10^\circ$ и коэффициента трения $f = 0,25-0,30$.

5.4. Блокировочные устройства механизмов управления

Блокировочные устройства (механические, электрические, гидравлические или их комбинации) предназначены для предотвращения одновременного включения нескольких механизмов, совместная работа которых недопустима.

В механизмах управления универсальных станков наибольшее распространение получили механические блокировочные устройства, поскольку расстояние между блокирующими органами незначительно. Обязательной блокировке подлежит также ошибочная возмож-

ность передачи движения по несовместимым кинематическим цепям или по таким цепям, которые должны происходить в определенной последовательности.

Блокировка параллельных валов. На валах, на которых расположены органы управления, закрепляют взаимно блокирующиеся детали в виде, например, дисков или секторов с вырезами. В положении, указанном на рис. 5.19, *а*, возможно свободное манипулирование любой рукояткой, а в положении на рис. 5.19, *б* – правой рукояткой управлять невозможно.

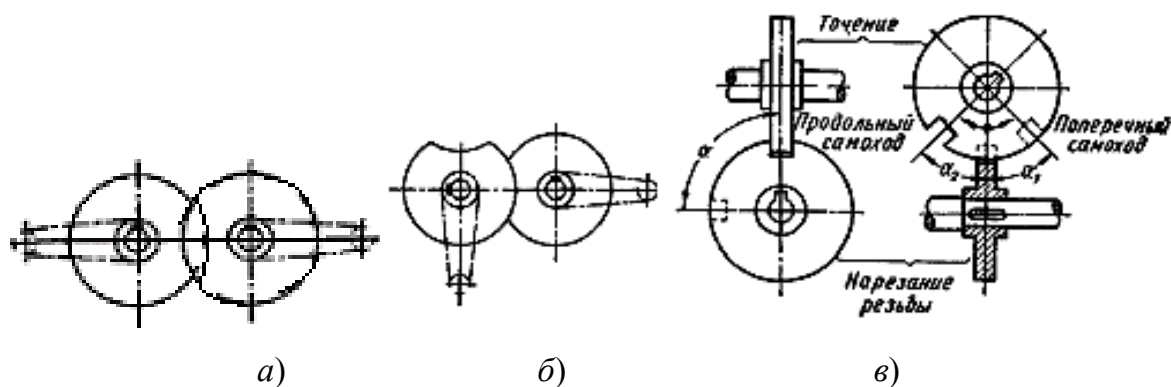


Рис. 5.19. Эскизы блокировок параллельных (*а, б*) и взаимно перпендикулярных (*в*) валов

При блокировке взаимно перпендикулярных валов с помощью аналогичных элементов по схеме, представленной на рис. 5.19, *в*, заблокирован нижний валик.

При блокировке прямолинейно движущихся деталей по схеме рис. 5.20, *а* управление одновременно двумя рычагами перемещения блоков невозможно, так как рычагом *1* прервана кинематическая связь. Если переместить рукоятку влево, зубчатое колесо *3* войдет в закрепление с рейкой *2* и выйдет из предыдущей кинематической связи.

На рис. 5.20, *б* представлена схема устройства, предназначенного для предохранения одновременного включения ходового вала и ходового винта механизмом блокировки, расположенного в фартуке токарно-винторезного станка. На рисунке показано положение блокировочного механизма, когда ходовой винт *7* токарно-винторезного станка соединен с маточной гайкой *б*, и обеспечивает продольную подачу суппорта для нарезания резьбы.

Скользящее зубчатое колесо 3 при этом находится между колесами, установленными на валах 1 и 2. Как только осуществится поворот рукоятки 9, маточная гайка 6 с помощью диска 8 разомкнется и освободит ходовой винт 7. Одновременно язычок 10 выходит из паз гайки-рычага 4.

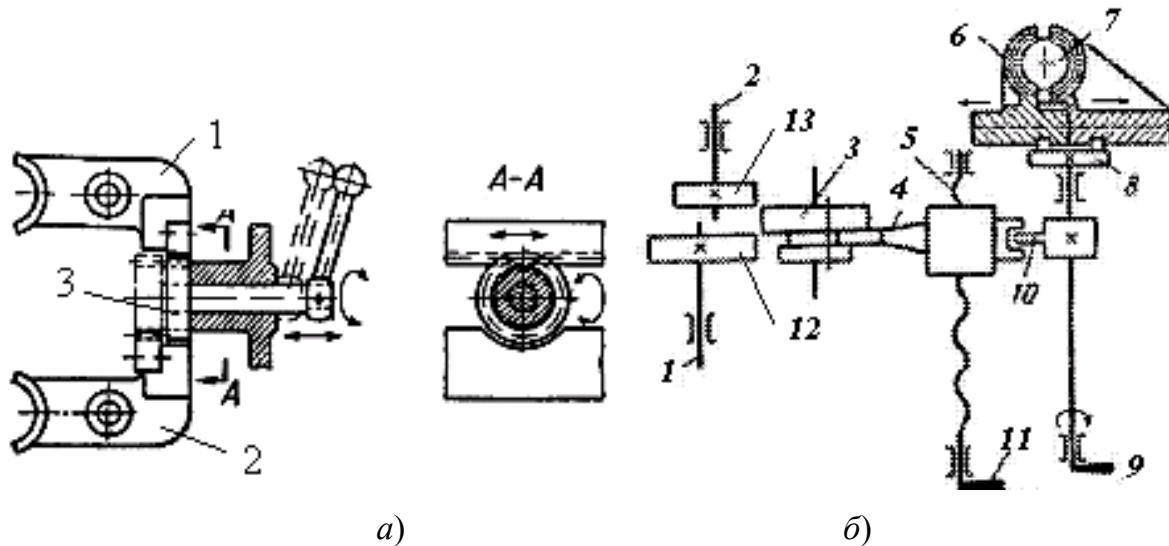


Рис. 5.20. Блокировка деталей управления, движущихся параллельно (а) и одновременного включения ходового вала и ходового винта токарно-винторезного станка (б)

При повороте рукоятки управления 11 приводится во вращение винт 5, перемещая гайку-рычаг 4 и увлекая за собой зубчатое колесо 3 для соединения с одним из двух зубчатых колес (12, 13). При соединении зубчатого колеса 3 с зубчатым колесом 13 обеспечивается от ходового вала продольная подача суппорта, а при соединении с колесом 12 – поперечная подача. Как только гайка-рычаг 4 переместится, повернуть рукоятку 9 невозможно, так как язычок 10 не попадет в паз гайки 4, а следовательно, диск 8 не повернется и маточная гайка не будет включена.

5.5. Дистанционное переключение скоростей

Дистанционное переключение предназначено для управления узлами станка на расстоянии от последних. Такие системы особенно удобны для управления крупными и уникальными станками, а для станков, связанных с обработкой радиоактивных, токсичных и других опасных для человека материалов, – просто необходимы.

Механизмы дистанционного управления широко используются также в системах автоматического управления.

Все органы управления станком в таких системах сконцентрированы на посту управления в виде пульта (рис. 5.21). В зависимости от его местонахождения используют электромеханические, электрогидравлические и другие исполнительные системы дистанционного управления.

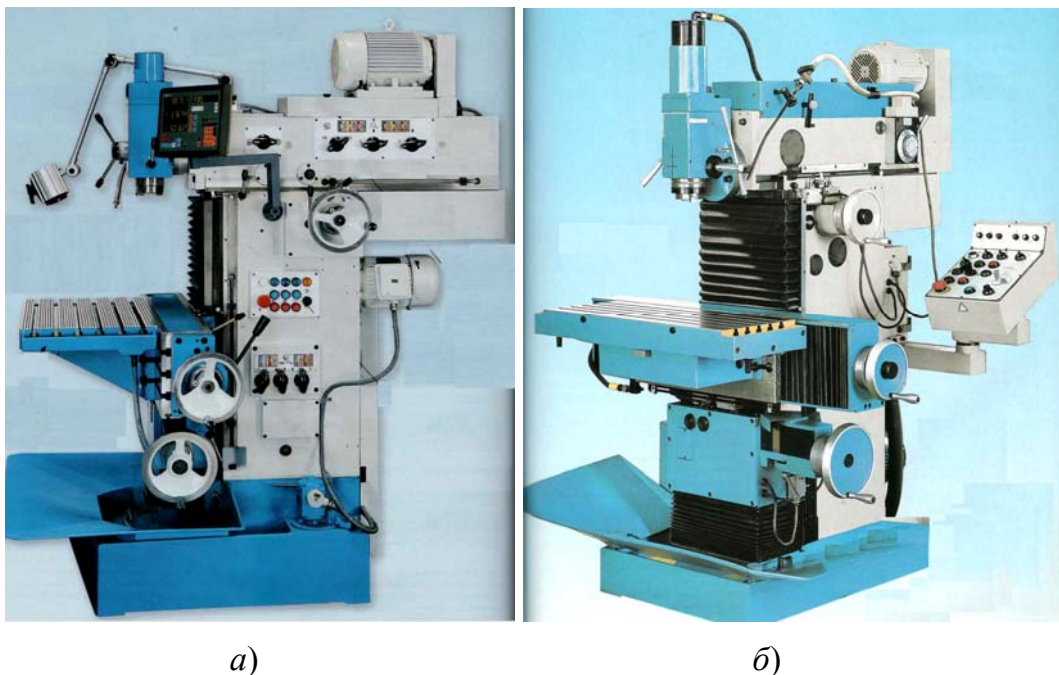


Рис. 5.21. Примеры систем дистанционного управления с помощью переключателей:

а – расположенные на станке; б – на отдельном пульте

Пуск, останов и реверсирование электродвигателей осуществляется с помощью кнопок, клавиш или переключателей. Включение и выключение электромагнитных муфт производится с помощью кнопок или переключателей (в том числе программного типа) и соответствующей аппаратуры управления (рис. 5.22, а).

Цепь питания муфты замыкается с помощью контактов реле Р. Включение муфты осуществляется нажимом кнопки КП, которая замыкает цепь питания обмотки. Выключение муфты производится нажатием кнопки КС, размыкающей цепь питания реле.

В качестве исполнительных механизмов используются гидро(пнеumo)двигатели (рис. 5.22, б–г), электромеханические (рис. 5.22, д) или магнитно-механические приводы (рис. 5.22, е).

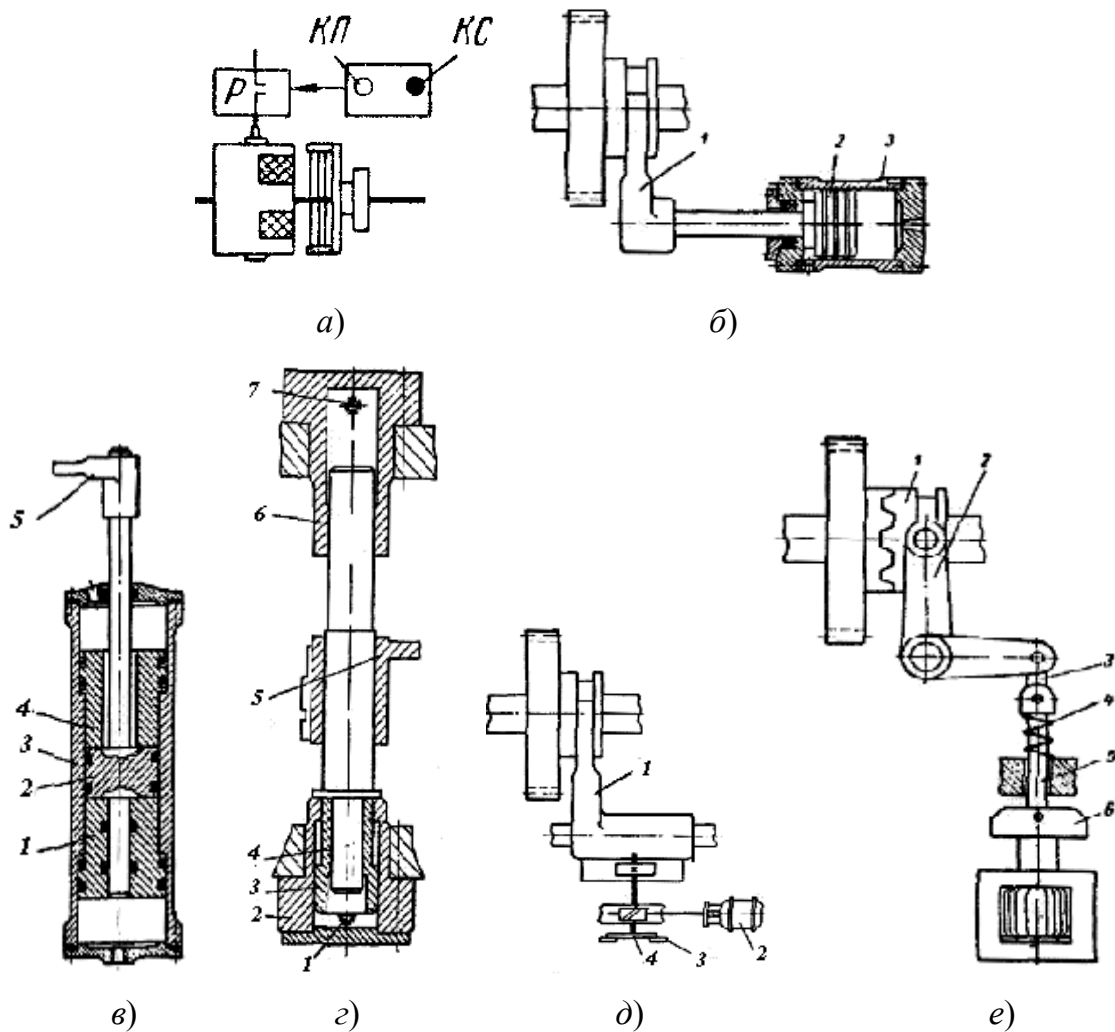


Рис. 5.22. Схемы механизмов дистанционного управления:
 а – электромагнитных муфт; б–г – гидродвигатели;
 д – электромеханические приводы;
 е – магнитно-механические приводы

Примеры использования во вспомогательных приводах механизмов переключения поршневых гидравлических или пневматических двигателей представлены на рис. 5.23.

Кроме основной аппаратуры переключения (АП) в схемах часто применяется вспомогательная аппаратура переключения (ВАП), управляемая вручную и служащая для изменения направления поток масла или сжатого воздуха, подводимого к основной аппаратуре переключения. Так, например, ВАП, выполненная на базе управления тяговыми электромагнитами (рис. 5.23, б) имеет повышенную гибкость управления и возможность осуществления на значительном расстоянии, так как электромагниты включаются и выключаются с помощью кнопок КП и КС или переключателей.

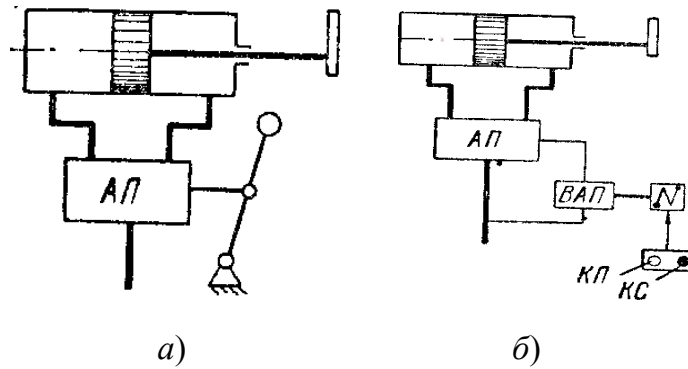


Рис. 5.23. Блок-схемы управления в поршневых приводах:
 а – ручное управление золотниками;
 б – электромагнитное управление

Управление электромагнитными муфтами может осуществляться также системами программного переключения скоростей и подач, которые нашли широкое распространение в револьверных станках, а также станках с ЧПУ (рис. 5.24).

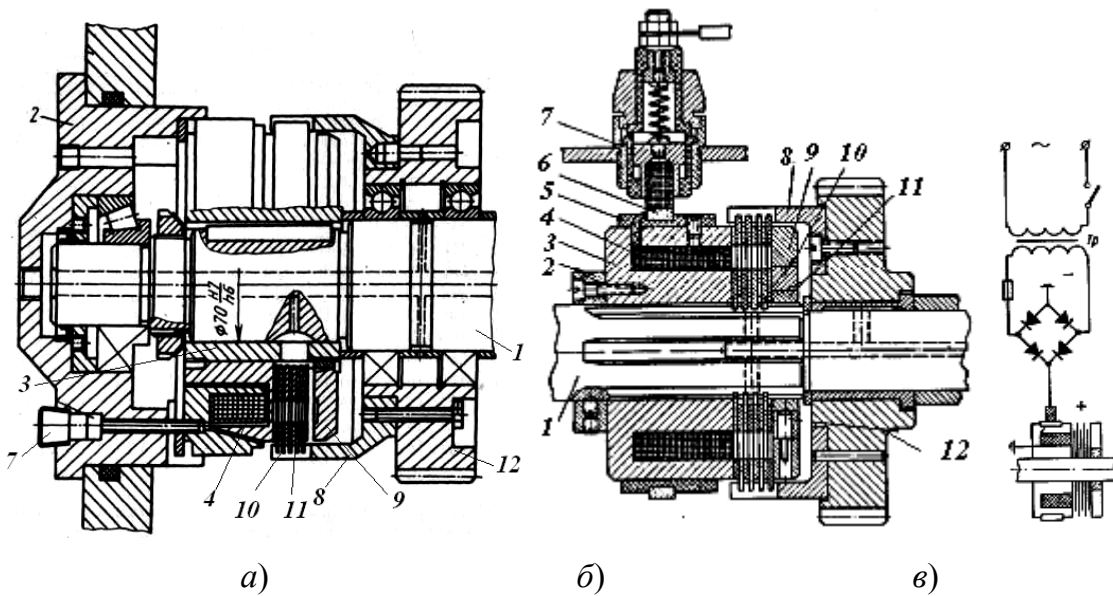


Рис. 5.24. Конструкции электромагнитных муфт:
 а – с неподвижным электромагнитом; б – с вращающимся электромагнитом; в – схема подключения; 1 – вал; 2 – крышка;
 3 – корпус муфты; 4 – электромагнит; 5 – втулка;
 6 – токоподводящее кольцо; 7 – токоподводящий элемент;
 8 – стакан; 9 – якорь электромагнита; 10 – внешние диски;
 11 – внутренние диски; 12 – зубчатое колесо

Напряжение от сети подается на электромагнит 4 (рис. 5.24, а), который сжимает диски 10 и 11 муфты и передает крутящий момент с вала на зубчатое колесо 12 или обратно.

ГЛАВА 6. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ПРИВодОВ ПОДАЧ

6.1. Структура привода подачи со ступенчатым регулированием

Приводы подачи со ступенчатым регулированием применяют в универсальных неавтоматизированных станках, а также в редко переналаживаемых автоматах и полуавтоматах. Привод подачи может быть независимым от отдельного электродвигателя, либо зависимым, связанным с приводом главного движения. В первом случае привод подачи преобразует вращение ротора двигателя (D_1) с постоянной частотой $n_{дв}$ в поступательное (рис. 6.1) или круговое движение перемещаемого узла – рабочего органа (РО) с необходимой подачей S_M с помощью передаточного механизма.

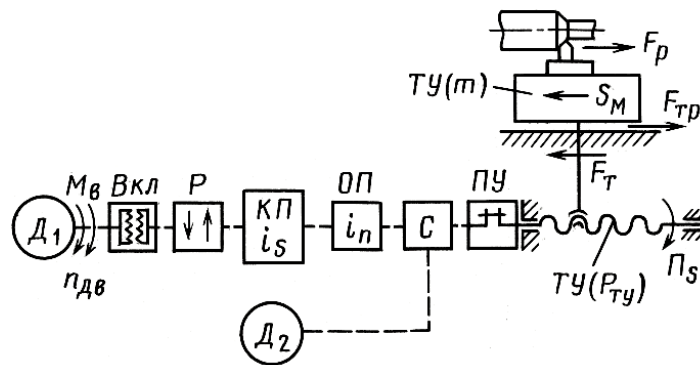


Рис. 6.1. Общая структура привода подачи

Общая редукция привода линейных перемещений, мм/об, определяется выражением

$$i_{S_{\text{общ}}} = \frac{S_M}{n_{дв}} = i_S i_n P_{ТУ},$$

а круговых перемещений выражением

$$i_{S_{\text{общ}}} = \frac{S_M}{n_{дв}} = i_S i_n,$$

где $n_{дв}$ – частота вращения двигателя, мин^{-1} . Так как ее величина может быть значительной при малых значениях подачи, в приводе могут использоваться передачи с большой редукцией (например, червячные).

Крутящий момент для привода линейных перемещений определяется зависимостью

$$M_j = \frac{F_T i_{j/s}}{2000\pi\eta_{j/s}},$$

а для привода круговых перемещений

$$M_j = \frac{M_T i_{j/s}}{\eta_{j/s}},$$

где $i_{j/s}$ – передаточное отношение цепи от вала до рабочего органа; $\eta_{j/s}$ – КПД цепи передач от вала до рабочего органа; F_T и M_T – тяговая сила и момент, определяемые характером перемещения рабочего органа.

Одиночные понижающие передачи целесообразно располагать между коробкой подач и тяговым устройством в целях уменьшения крутящих моментов на валах коробки подач. Большая редукция в приводе подачи определяет существенно меньшие, чем в приводе главного движения, номинальный момент и габариты электродвигателя.

Устройство включения привода (Вкл) обычно располагается в начале привода и выполняется в виде кулачковых или фрикционных муфт, а также в виде передвижных колес (рис. 6.1).

Реверсивное устройство (Р) выполняется в виде соответствующих зубчатых механизмов, часто сопрягаемых с механизмом включения, либо в приводе применяется реверсивный двигатель.

Предохранительное устройство от перегрузки в приводе (ПУ) располагается обычно между тяговым устройством и последним валом привода.

Цепь ускоренного (холостого) хода рабочего органа осуществляется от отдельного двигателя (D_1) либо от первых, быстро вращающихся валов привода. Сопряжение с цепью рабочих подач осуществляется с помощью специального механизма (С) (дифференциал, муфта обгона, кулачковые муфты), расположенного непосредственно перед тяговым устройством.

В станках токарных, токарно-винторезных, сверлильных и ряде других применяют привод подачи, имеющий кинематическую связь с главным приводом (рис. 6.2).

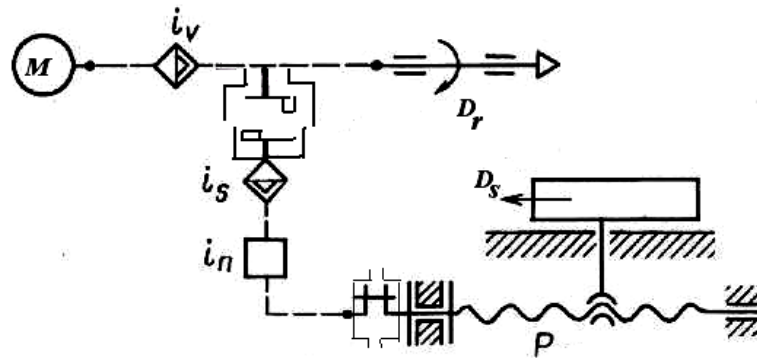


Рис. 6.2. Структура зависимого привода подачи

По своей структуре он подобен рассмотренному независимому приводу, только в качестве первого вала привода принимают шпиндель станка. Подача S_0 задается в миллиметрах на один оборот шпинделя, а передаточное отношение коробки подач i_s определяется зависимостью

$$i_s = \frac{S_0}{i_n P_{\text{ТУ}}}$$

6.2. Тяговые устройства приводов линейных перемещений

Устройства, обеспечивающие поступательное перемещение рабочего органа, по принципу действия можно подразделить на *три основные группы*: гидравлические, электромагнитные и механические.

6.2.1. Гидравлические преобразователи

Для осуществления возвратно-поступательных перемещений рабочих органов (обычно при длине хода менее 1 м) в агрегатных, копировальных, фрезерных и шлифовальных станках довольно широко используют гидравлические преобразователи, которые выполняются в виде линейных гидравлических двигателей (ЛГД). Основные типы ЛГД представлены на рис. 6.3.

При симметричной конструкции ЛГД (рис. 6.3, а) скорости перемещения поршня v и плунжера p_n в прямом и обратном направлениях одинаковы, если выполняется условие равенства расходов, и равны $v = v_n = \frac{Q}{S_{\text{эф}}}$, где Q – объемный расход масла; $S_{\text{эф}}$ – эффективная площадь поршня.

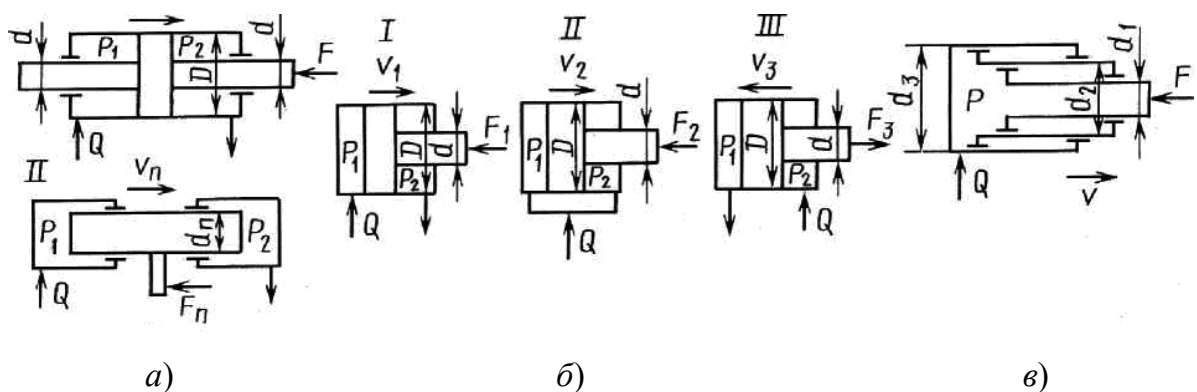


Рис. 6.3. Основные типы силовых линейных гидравлических двигателей:

а – с двумя штоками; б – с одним штоком-цилиндром;
в – с телескопическим цилиндром

Сила на поршне

$$F = S_{\text{эф}}(p_1 - p_2) - F_{\text{тр}},$$

где p_1 и p_2 – давления в полостях цилиндра; $F_{\text{тр}}$ – сила трения в цилиндре.

В ЛГД с одним штоком (рис. 6.3, б) или двумя штоками разного диаметра скорость движения при одном и том же расходе зависит от схемы включения (I, II или III):

$$v_{1,2,3} = \frac{Q}{S_{\text{эф}1,2,3}},$$

$$\text{где } S_{\text{эф}1} = \frac{\pi D^2}{4}; S_{\text{эф}2} = \frac{\pi d^2}{4}; S_{\text{эф}3} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}.$$

В телескопическом ЛГД (рис. 6.3, в) выдвигание штоков при нагрузке происходит последовательно, начиная с большего размера штока. Скорость выдвигания секций при неизменном расходе увеличивается от секции к секции:

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi d_3^2} < v_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2} < v_3 = \frac{4Q}{\pi d_1^2}.$$

$$\text{Сила на штоке } F = \frac{\pi d_1^2 p}{4} - F_{\text{тр}}.$$

Скорость перемещения поршня регулируется путем изменения расхода масла, подаваемого в его рабочие полости.

6.2.2. Электромагнитные тяговые устройства

В последнее время они находят все более широкое применение в станках, перемещение рабочих органов которых не связано с преодолением больших технологических сил. Это в первую очередь прецизионные станки с ЧПУ, станки для лазерной и электрофизической обработки, транспортные устройства.

Электромагнитные тяговые устройства, используемые в приводах подачи современных станков, называются линейными электродвигателями (ЛЭД). Видов ЛЭД много, также как и традиционных электродвигателей. Существуют ЛЭД постоянного тока, асинхронные, синхронные и вентильные.

В станкостроении наибольшее распространение получили *линейные шаговые* (ЛШД) и *линейные вентильные* (ЛВД) двигатели.

По сравнению с традиционными электромеханическими приводами подачи преимущества линейного электропривода связаны с отсутствием механических передач и соответственно их влияния на точность и динамику привода, что особенно важно для прецизионных станков.

Линейные электродвигатели можно рассматривать как развернутый в плоскости традиционный двигатель соответствующего типа. Двигатель представляет собой совокупность двух частей, одна из которых закрепляется на перемещаемом узле, а другая – на неподвижной базовой детали. Перемещение осуществляется за счет бесконтактного (электромагнитного) взаимодействия этих частей. По принципу действия ЛЭД напоминает синхронный вентильный двигатель. Обмотки статора и постоянные магниты ротора (для ЛВД) или плита из ферромагнитного материала с зубцами (для ЛШД) развернуты на отрезке прямой и создают не вращающееся, а перемещающееся линейно электромагнитное поле. Конструкция первой части сходна с конструкцией статора традиционного двигателя, а второй – с конструкцией ротора.

На перемещаемом узле может закрепляться первая (рис. 6.4) или вторая часть двигателя. В обоих случаях требуемая длина перемещения обеспечивается последовательным соединением секций второй части. Учитывая ограничения на размеры подвижного узла, второй способ может быть использован для реализации относительно небольших перемещений, хотя в этом случае снижается масса перемещаемого узла. В случае подвижной первой части может быть реализовано перемещение любой необходимой величины.

Линейные шаговые двигатели имеют достаточно низкую точность позиционирования (шаг более 0,1 мм) и не могут обеспечить тяговую силу более 100 Н. К их достоинствам следует отнести сравнительно низкую стоимость и способность обеспечивать перемещение одновременно по двум линейным координатам.

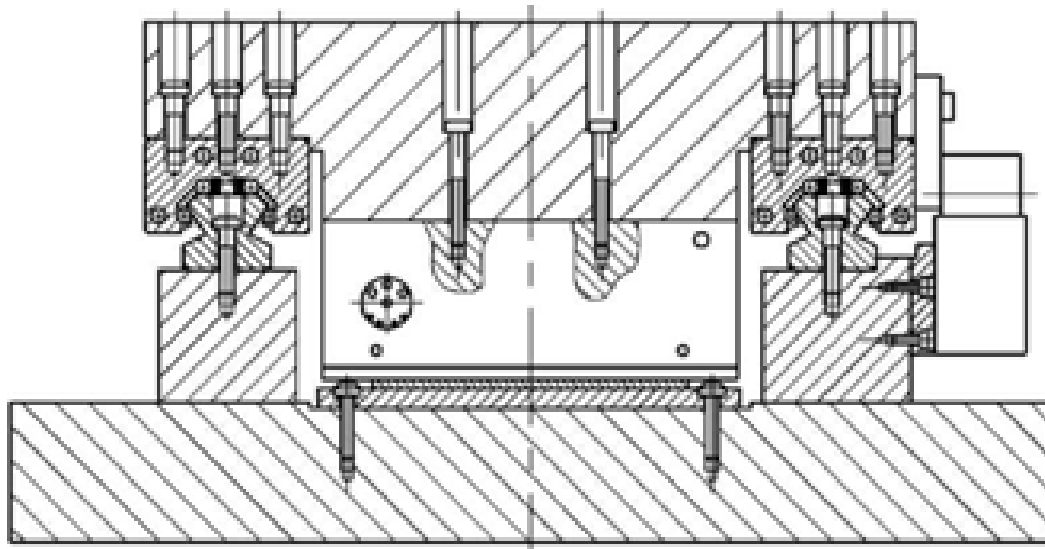


Рис. 6.4. Пример конструктивного оформления линейного двигателя с подвижной первой частью

В настоящее время в приводах подачи все чаще используется ЛВД. Этот тип линейных двигателей позволяет развивать скорости более 10 м/с, ускорения в десятки м/с² и обеспечивать позиционирование с точностью до 0,1 мкм, обеспечивает тяговую силу до 8 кН при продолжительных режимах работы и до 20 кН при кратковременных, пиковых нагрузках. К их недостаткам можно отнести большое тепловыделение в первой части (до нескольких десятков киловатт при пиковых нагрузках), большие силы притяжения между частями двигателя (примерно в 2 раза превышающие пиковое значение тяговой силы) и высокую стоимость. Так как первая часть, как правило, связана с перемещаемым узлом, приходится использовать несколько устройств охлаждения, что усложняет конструкцию и существенно влияет на стоимость привода.

Если силы, развиваемой одной первой частью ЛВД, недостаточно, можно одновременно использовать две первые части с одинаковыми тяговыми силами, типом обмоток, соответствующими вторыми частями и величиной зазора (рис. 6.5, а). Они могут монтироваться с общей второй частью (рис. 6.5, б).

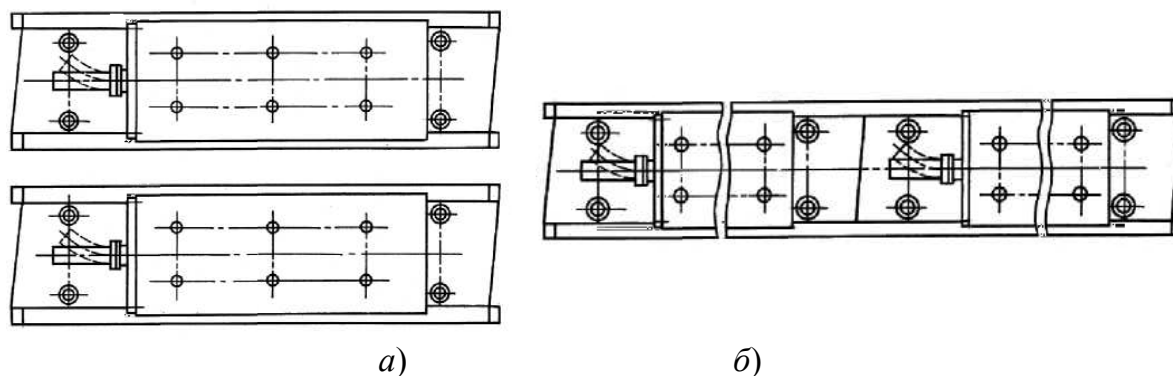


Рис. 6.5. Примеры конструктивного оформления линейного привода:
а – с двумя вторыми частями; *б* – с общей второй частью

6.2.3. Механические тяговые устройства

Механические тяговые устройства служат для преобразования вращения элементов кинематической цепи привода в поступательные перемещения рабочего органа по направляющим и являются ее замыкающим звеном. Для осуществления прямолинейного перемещения используют различные механизмы.

Кулачковые механизмы. Они широко применяются в станках-автоматах. Основное достоинство кулачка заключается в том, что он является одновременно и жестким программносителем, так как цикл движения рабочего органа в заданных пределах можно получить за счет профиля кулачка. Координация движений различных рабочих органов в пределах общего цикла обработки детали также осуществляется без команд системы управления, а определяется взаимным угловым расположением кулачков на общем распределительном валу, совершающем один оборот за цикл обработки детали. Однако переход на обработку детали другой конфигурации требует сложной переналадки, изготовления и замены кулачков, поэтому применяют кулачковые автоматы в крупносерийном производстве.

Структура кулачковых автоматов во многом зависит от системы замыкания пары «кулачок – толкатель». При силовом замыкании (рис. 6.6) ролик 1, связанный с рабочим органом 2, прижимается к профилю дискового кулачка 3 пружиной 4 (редко грузом). Следовательно, при отводе рабочего органа центральный угол поворота кулачка α_0 может быть небольшим при угле подъема профиля, близком к 90° . Поэтому отвод может осуществляться достаточно быстро и при постоянной скорости вращения распределительного вала, на котором установлен кулачок.

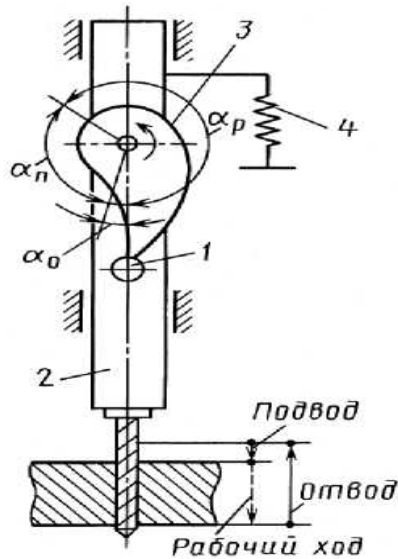


Рис. 6.6. Схема кулачкового механизма с силовым замыканием

Силовое замыкание применяется при ходе до 200 мм в небольших станках, так как при большом ходе и больших силах инерции работа пружин связана с сильными ударами в конце отвода. При кинематическом замыкании (рис. 6.7) суппорт 1 отводится кулачком 2, при этом угол подъема профиля во избежание заклинивания ролика 3 не больше 55° , что требует значительного угла поворота распределительного вала.

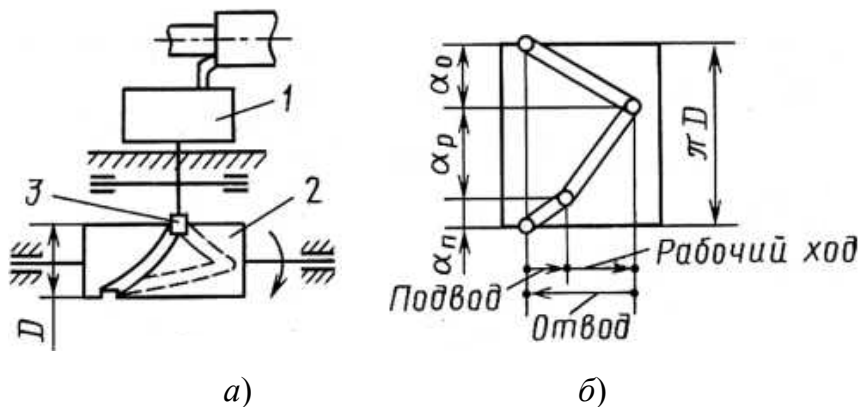


Рис. 6.7. Схема кулачкового механизма с кинематическим замыканием (а) и профиль кулачка (б)

Поэтому для снижения времени на холостой ход кулачок и, следовательно, общий распределительный вал должны, кроме рабочей скорости, иметь и ускоренное вращение, что усложняет привод и систему управления станком.

Кинематическое замыкание применяют в станках среднего размера при большой длине хода (обычно до 300 мм) или значительной массе суппортов, когда неприменимо силовое замыкание.

6.3. Передачи винт-гайка

6.3.1. Передачи винт-гайка скольжения

Передача винт-гайка скольжения традиционно используется в приводах подач станков при длине хода до 15 м. К ее достоинствам можно отнести большую редукцию, определяющуюся малым шагом, которая при однозаходной резьбе позволяет получать медленные движения при сравнительно короткой кинематической цепи и малый крутящий момент на ходовом винте при большой осевой силе. Она обеспечивает сравнительно высокую точность и плавность движения на ходовом винте при большой осевой силе, самоторможение передачи, способствующее надежной фиксации подвижного узла при установочных и вертикальных перемещениях, имеет относительно малые радиальные размеры. Недостатками являются высокое трение и повышенный износ передачи, наличие зазоров, а также низкий КПД (0,2–0,5). Следует учитывать также, что при большой длине винта его собственная жесткость может оказаться лимитирующей для обеспечения нормальной работы привода.

Конструктивные особенности передачи. Для винтов и гаек установлено пять классов точности (0–4): нулевой класс – резьбы для прецизионных станков; 1-й класс – для резьбошлифовальных станков; 2-й класс – для токарно-винторезных станков нормальной точности; 3-й класс – для фрезерных и строгальных станков; 4-й класс – для установочных перемещений.

В передачах этого вида обычно применяют трапецеидальную резьбу, с углом профиля 30° , вследствие чего обеспечивается более легкое замыкание маточной гайки.

Недостатком данного профиля является рост погрешности шага резьбы при радиальном биении винта. Поэтому в высокоточных станках трапецеидальную резьбу заменяют прямоугольной. Если осевое усилие всегда направлено в одну сторону, то можно применять и упорную.

Для уменьшения потерь на трение подбирают материал пары «винт – гайка» (табл. 6.1).

Угол трения ρ и коэффициент трения f в передачах винт-гайка

Материал пары		f	ρ
Винт	Гайка		
Сталь	Бронза оловянно-фосфорная	0,1	5°43'
Сталь	Бронза безоловянная	0,12	6°51'
Сталь	Антифрикционный чугун	0,13	7°25'

Чаще всего винты изготавливают одно- или двухзаходными с небольшим шагом (самотормозящими). Длинные винты выполняют сборными (рис. 6.8).

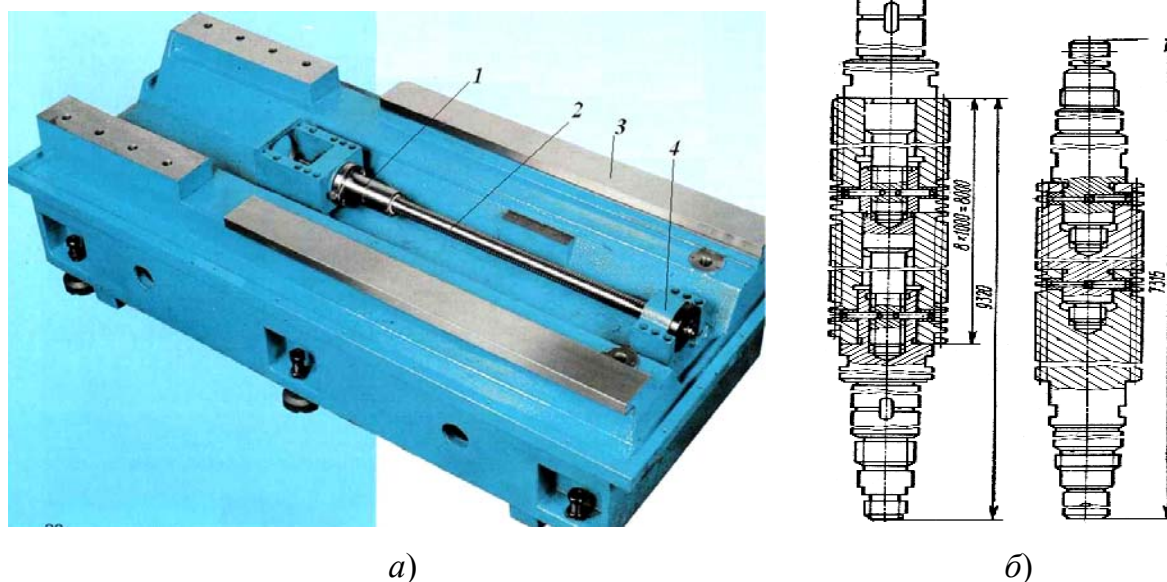


Рис. 6.8. Конструкция передачи винт-гайка:
 а – общий вид передачи винт-гайка; б – эскиз сборных винтов:
 1 – гайка; 2 – винт; 3 – станина; 4 – опора винта

Упорные или радиально-упорные подшипники винтов, воспринимающие осевую нагрузку в обоих направлениях, обычно устанавливают в одной опоре, а вторую выполняют плавающей.

Длинные винты фиксируют в двух опорах так, чтобы при любом направлении осевой нагрузки винт испытывал растяжение. Короткие винты могут иметь в корпусе только одну опору, а второй опорой служит гайка, скользящая в направляющих. Схемы расположения опор ходовых винтов представлены на рис. 6.9.

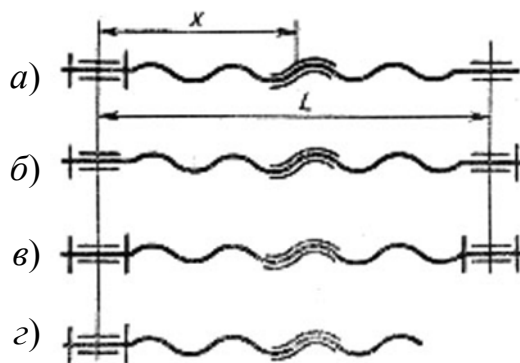


Рис. 6.9. Схемы расположения опор ходовых винтов:

a – левая радиально-упорная, правая – радиальная;
б – левая и правая радиально-упорные; *в* – левая и правая радиально-упорные двухсторонние; *г* – одна опора двухсторонняя

Конструкция гаек зависит от назначения узла. Гайки передач с постоянной по направлению тяговой силой выполняют в виде втулок с одним опорным фланцем (рис. 6.10, *a*), при переменном направлении применяют конструкцию, например, по рис. 6.10, *б*.

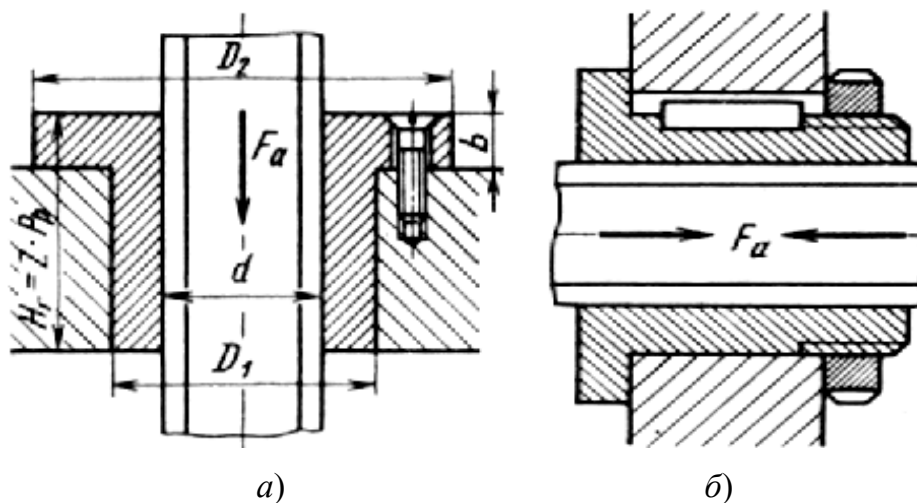


Рис. 6.10. Конструкции гаек при движении узла:
a – постоянном; *б* – реверсивном

Неподвижную гайку удерживают от проворачивания в корпусе винтами или шпонками (рис. 6.10, *a, б*).

Боковой зазор может регулироваться осевым перемещением гаек относительно друг друга (рис. 6.11, *a, б*), силовым замыканием, путем создания натяга в передаче пружиной (рис. 6.11, *в*) или радиальным смещением двух половин гайки (рис. 6.11, *г*).

Гайка изготовлена из двух половин 2 (рис. 6.11, з), которые перемещаются по направляющим 3, установленным перпендикулярно оси пары, под действием дискового торцового кулачка б, в пазы которого входят штифты 5, запрессованные в половины гаек.

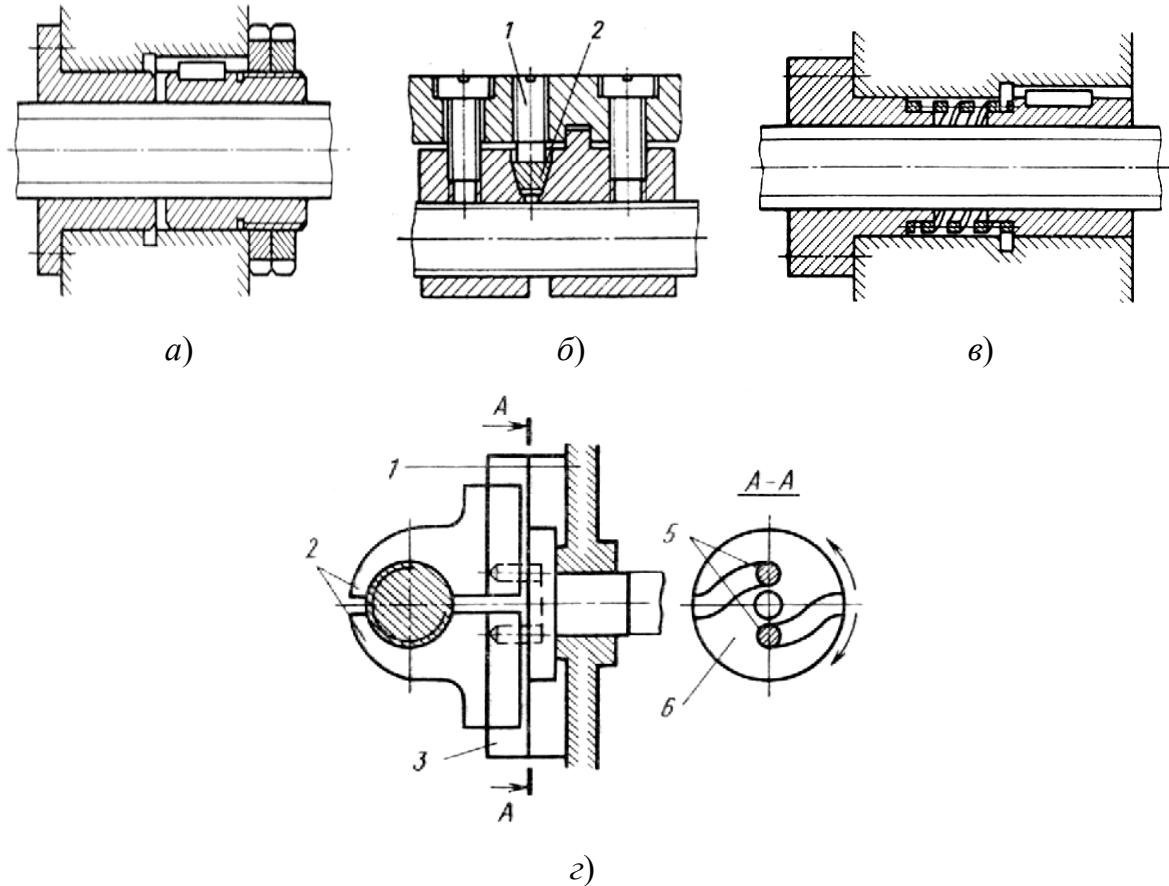


Рис. 6.11. Эскизы конструкций регулирования зазора в резьбе:
 а – осевым перемещением регулировочных гаек;
 б – радиальным перемещением клина; в – силовым замыканием; з – радиальным перемещением полугаек

Кинематический расчет. Угловая скорость ω и частота вращения винта n связаны со скоростью поступательного движения v зависимостями

$$\omega = \frac{2\pi}{kt} v, \text{ рад/с}; \quad n = \frac{60}{kt} v, \text{ об/мин}$$

или через величину подачи S рабочего органа станка:

$$n = \frac{S}{kt}, \text{ об/мин},$$

где k, t – число заходов резьбы и шаг винтовой линии.

КПД винтовой пары в случае преобразования вращательного движения в поступательное с учетом дополнительных потерь (в резьбе из-за ошибок изготовления и потерь в опорах) определяется

$$\eta = (0,9-0,95) \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho)},$$

где ψ – угол подъема винтовой линии; ρ – приведенный угол трения $\rho = \operatorname{arctg} f$ (табл. 6.1).

При $\psi = 2-20^\circ$ и $\rho = 5^\circ$. КПД винтовой пары $\eta = 0,25-0,70$.

Преобразование поступательного движения во вращательное возможно при $\psi \geq 2\rho$; в этом случае

$$\eta = (0,9-0,95) \frac{\operatorname{tg}(\psi - \rho)}{\operatorname{tg}\psi}.$$

При $\psi = 10-20^\circ$ и $\rho = 5^\circ$ получим $\eta = 0,45-0,70$; при $\psi \leq \rho$ получается $\eta \leq 0$, т. е. передача движения невозможна (самотормозящая передача).

Силовой расчет. При перемещении рабочего органа станка винтовая пара развивает тяговую силу, необходимую для преодоления сил полезного сопротивления:

$$Q = k_m P_x + F,$$

где k_m – коэффициент, учитывающий влияние опрокидывающего момента, который возникает вследствие несимметричного приложения силы подачи; P_x – составляющая силы резания, действующая в направлении подачи; F – сила трения в направляющих (табл. 6.2).

Таблица 6.2

Расчетные формулы для определения силы трения

Наименование	Сила трения F	Коэффициенты	
		k_m	f
1. Суппорты токарных станков с призматическими и комбинированными направляющими	$(P_z + G)f$	1,15	0,15–0,18
2. Суппорты токарных и револьверных станков, столов фрезерных станков с прямоугольными направляющими	$(P_z + 2P_y + G)f$	1,1	0,15

Наименование	Сила трения F	Коэффициенты	
		k_m	f
3. Столы фрезерных станков с направляющими в форме ласточкина хвоста	$(P_Z + 2P_Y + G)f$	1,4	0,2
4. Пиноли сверлильных станков	$\frac{2M_p}{d} f$	1,0	0,15

Обозначения: P_Y, P_Z – составляющие сил резания; G – вес движущихся частей, Н; f – приведенный коэффициент трения; M_p – крутящий момент от силы резания, Н · м; d – диаметр сверла, м.

Тяговая сила, необходимая для быстрого перемещения столов, суппортов, порталов и других массивных частей станка, во время холостого хода затрачивается на преодоление сил трения в направляющих и сил инерции от массы перемещающихся частей:

$$Q_{xx} = Gf \pm ma,$$

где m – масса движущихся частей; a – ускорение; при равноускоренном движении $a = \frac{v}{t}$, v – скорость (для современных станков $v = 0,06-0,2$ м/с), t – время разгона.

Крутящий момент, передаваемый винтовой парой:

$$M = \frac{QH}{2\pi\eta} = Q \frac{d_2}{2} (\operatorname{tg}\psi + \rho),$$

где Q – тяговая сила; $H = kt$ – ход кинематической пары; d_2 – средний диаметр резьбы винта.

Мощность на винту определяется

$$N = Q \frac{v}{\eta}.$$

Расчет на износостойкость проводят по среднему давлению, Па:

$$d_2 = \sqrt{\frac{2Qk}{\pi\lambda[p]}},$$

где Q – наибольшая тяговая сила, Н; t – шаг винта, м; d_2 – средний диаметр резьбы, м; $h = 0,5 \frac{t}{k}$ – рабочая высота гайки, м; $l = \lambda d_2$ –

длина гайки, м (принимают $\lambda = 1,5-4$; для маточных гаек $\lambda = 3$); $[p]$ – допустимое давление в контакте: для точных передач с бронзовой гайкой в токарно-винторезных и резьбонарезных станках $[p] = 3 \cdot 10^6$ Па, для других передач с такой же гайкой $[p] = 2 \cdot 10^6$ Па, для передач с чугунной гайкой $[p] = 8 \cdot 10^6$ Па.

Расчет на прочность производят по приведенному напряжению, так как винт работает на растяжение (сжатие) и кручение:

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{Q}{F}\right)^2 + 4\left(\frac{M}{W}\right)^2} \leq (0,28 - 0,33)\sigma_T,$$

где σ – нормальное напряжение; $F = \frac{\pi d_1^2}{4}$ – площадь поперечного сечения винта ($d_1 = d - \frac{t}{k}$ – внутренний диаметр винта, d – наружный диаметр винта), м²; $\tau = \frac{M}{W}$ – касательное напряжение; $W = \frac{\pi d_1^3}{16}$ – момент сопротивления сечения стержня при кручении, м³; M – крутящий момент, передаваемый винтом, Н·м; σ_T – предел текучести материала винта, Па.

Расчет винта на жесткость с учетом допуска на шаг резьбы (табл. 6.3) и изменения шага Δt под действием тяговой силы производят по формуле

$$\Delta t = \pm \frac{Qt}{EF} \leq [\Delta t], \text{ м,}$$

где E – модуль упругости материала винта, Па.

Таблица 6.3

Наибольшее допустимое отклонение шага $[\Delta t]$, мкм

Класс точности винтов	$[\Delta t]$	Класс точности винтов	$[\Delta t]$
0	± 2	3	± 12
1	± 3	4	± 25
2	± 6		

Расчет винта на устойчивость выполняется для длинных винтов, работающих на сжатие.

Критическая тяговая сила

$$Q_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 EJ_{\text{min}}}{(\nu L)^2},$$

где $J_{\text{min}} = 0,1d_1^4$ – наименьший момент инерции поперечного сечения винта, м^4 ; ν – коэффициент закрепления (когда оба конца винта жестко закреплены $\nu = 0,5$; при одном закрепленном и другом шарнирном $\nu = 0,7$; при обоих шарнирных $\nu = 1$); L – длина винта, м.

Устойчивость проверяют в тех случаях, когда $\nu L > 7,5-10$.

Для запаса устойчивости принимают значения

$$n = \frac{Q_{\text{кр}}}{Q} = 2,5-4.$$

Большие значения запаса устойчивости берут при действии на винт поперечных сил.

Расчет элементов гайки. Тело гайки (рис. 6.10, а) рассчитывают на прочность:

$$\sigma_p = \frac{1,3Q}{\frac{\pi}{4}(D_1^2 - d^2)} \leq [\sigma]_p.$$

Размеры опорного фланца гайки проверяют на срез и смятие:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q}{\pi D_1 b} \leq [\tau_{\text{ср}}]; \quad \sigma_{\text{см}} = \frac{4Q}{\pi(D_2^2 - D_1^2)} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Защита ходовых винтов от загрязнения отходами обработки и охлаждающей жидкости является основным средством уменьшения износа винтов. На рис. 6.12 представлены наиболее часто применяемые способы защиты винтов: расположением в углублениях корпусных деталей (рис. 6.12, а, б); применением защитных устройств в виде жестких кожухов (рис. 6.12, в, г), мехов (рис. 6.12, д) и витых лент (рис. 6.12, е).

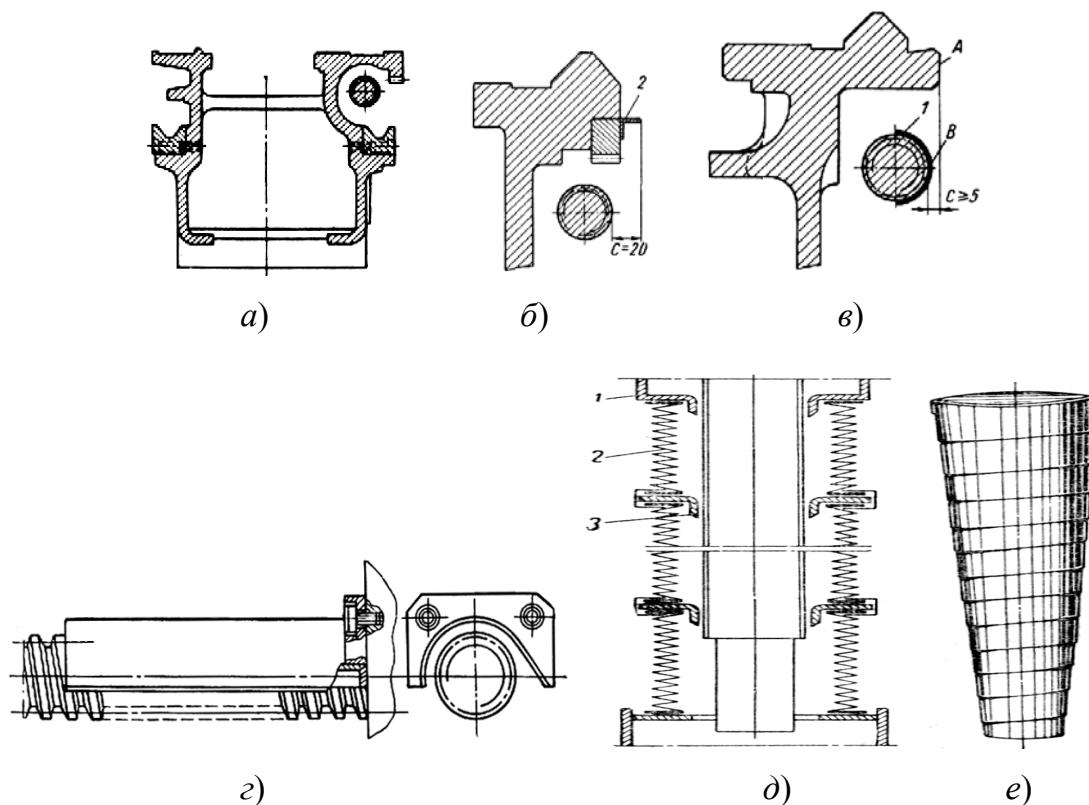


Рис. 6.12. Способы защиты ходовых винтов:

a – неподвижным щитком; *б, в* – расположением относительно станины; *г* – подвижным щитком; *д* – цилиндрической гармоникой; *е* – витой металлической лентой

6.3.2. Передачи винт-гайка качения

Передачи винт-гайка качения (шариковые винтовые пары – ШВП) являются основным тяговым устройством в станках с ЧПУ при длине хода до 4–6 м. Они широко применяются и в обычных станках при высоких требованиях к точности перемещения, необходимости исключения зазоров при знакопеременных нагрузках.

Основное достоинство этой передачи – отсутствие зазоров и возможность создания предварительного натяга, обеспечивающего высокую жесткость. Небольшое и постоянное трение в передаче определяет ее высокую чувствительность и возможность получения малых равномерных подач. Низкое тепловыделение снижает температурные деформации винта, что способствует повышению точности обработки. Долговечность существенно выше, чем у передачи скольжения. Однако следует учитывать сложность изготовления и относительно высокую стоимость передачи, отсутствие в ней самоторможения и необходимость ее надежной защиты от загрязнения.

Передача винт-гайка качения (рис. 6.13) состоит из стального винта 1 с резьбой полукруглого или арочного профиля и гайки 2 с резьбой идентичного профиля. В каналах, образованных витками резьбы винта и гайки, расположены шарики 4, перекатывающиеся вдоль канала. Для предотвращения выкатывания шариков предусмотрены специальные каналы возврата 3, расположенные в гайке, которые вместе с заполненными шариками витками образуют замкнутый контур. Канал выполняют в виде специально изогнутой трубки, фрезерованного в теле гайки канала или специального профильного вкладыша, вставленного в прорезь гайки, соединяющего две соседние канавки ее резьбы и обеспечивающего циркуляцию шариков в отдельном витке. Для предотвращения проталкивания шариков мимо канала возврата есть отражатели. Шарики могут быть разделены сепаратором 5. Для обеспечения смазывания и предотвращения попадания грязи в механизм предусмотрены системы смазывания 6 со встроенными уплотнениями 7.

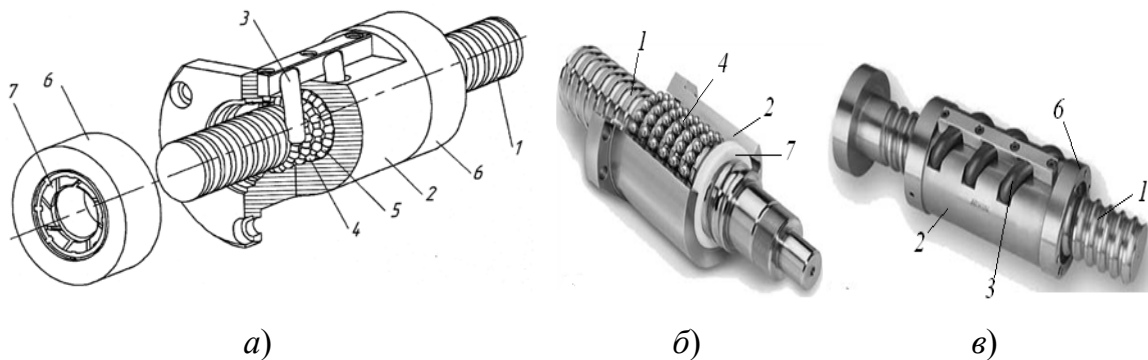


Рис. 6.13. Передача винт-гайка качения:
 а – 3D модель; б – с внутренним каналом возврата;
 в – с наружным каналом возврата

Размеры, устройство, профиль резьбы. Минимальный диаметр винтов 6–8 мм; максимальный 120–150 мм; длина достигает 10–12 м; статическая грузоподъемная сила более 1000 кН (шариковые), 2000–3000 кН (роликовые); динамическая грузоподъемная сила более 200 кН (шариковые), 300–520 кН (роликовые).

Как и в шарикоподшипниках, шарики имеют линейную скорость в два раза меньшую, чем винт.

Получили распространение следующие профили резьбы винта и гайки: полукруглый, арочный с двухточечным контактом, арочный с четырехточечным контактом. Профиль резьбы задают в нормальном сечении, перпендикулярном винтовой линии, проходящей через центры шариков.

Материал для ходового винта, гайки и тел качения. Для обеспечения работоспособности и точности передачи к материалам винта и гайки предъявляют следующие требования: твердость рабочих поверхностей должна быть не ниже HRC₃, 58–60; упрочненный слой при применении закалки с нагревом токами высокой частоты, азотирования, цементации должен иметь определенную толщину, чтобы обеспечивать восприятие контактных напряжений без продавливания; постоянство размеров и формы винта при эксплуатации.

Высокая твердость рабочих поверхностей винта и гайки, а также качественная сборка передачи гарантируют их высокие износостойкость и долговечность. Для изготовления винтов диаметром до 50 мм применяют сталь ХВГ с объемной закалкой до нарезания резьбы. Винты с диаметром до 100 мм изготавливают из стали 8ХФ с закалкой токами высокой частоты по профилю резьбы (до HRC₃, 58–62), глубина 1,5–2 мм. Винты класса точности П диаметром выше 80 мм рекомендуется изготавливать из стали 20Х3МВФ и подвергать азотированию после предварительного улучшения. Гайки рекомендуется изготавливать из стали ШХ15СГ. Допускается применять стали 9ХС и 7ХГ2ВМ с упрочнением объемной закалкой, а также 25ХГТ и 12ХНЗА с упрочнением цементацией и последующей объемной закалкой. Тела качения – ШХ15.

Регулирование натяга. При двухточечном контакте тел качения все способы устранения зазора и создания натяга сводятся к изменению взаимного расположения двух гаек. Возможны два основных случая регулирования натяга: путем относительного осевого расположения гаек при неизменном угловом; путем углового взаимного расположения гаек при неизменном осевом. Сила натяга может создаваться за счет деформирования контактирующих рабочих тел и посредством пружин. В станках применяют первый способ, так как передача в этом случае воспринимает большие осевые нагрузки в обе стороны и обеспечивает высокую жесткость.

Основными требованиями, предъявляемыми к устройствам регулирования натяга, являются: возможность малых перемещений гаек в осевом или угловом направлении без разборки узлов станка и надежная фиксация гаек после регулировки натяга.

Конструктивные варианты:

– гайки снабжены зубчатыми венцами, входящими в соответствующие внутренние зубчатые венцы съемных колец, укрепленных

на торцах корпуса (рис. 6.14, *a*). Число зубьев венцов различается на единицу, благодаря чему при повороте гаек в одну сторону на один зуб осевое перемещение их профилей резьбы может составить 1 мкм;

– натяг регулируют за счет изменения толщины прокладки, расположенной между гайками. Неизменное угловое положение гаек фиксируется двумя шпонками;

– предусматривается поворот одной из гаек на небольшой угол винтами, расположенными во фланце корпуса (рис. 6.14, *б*).

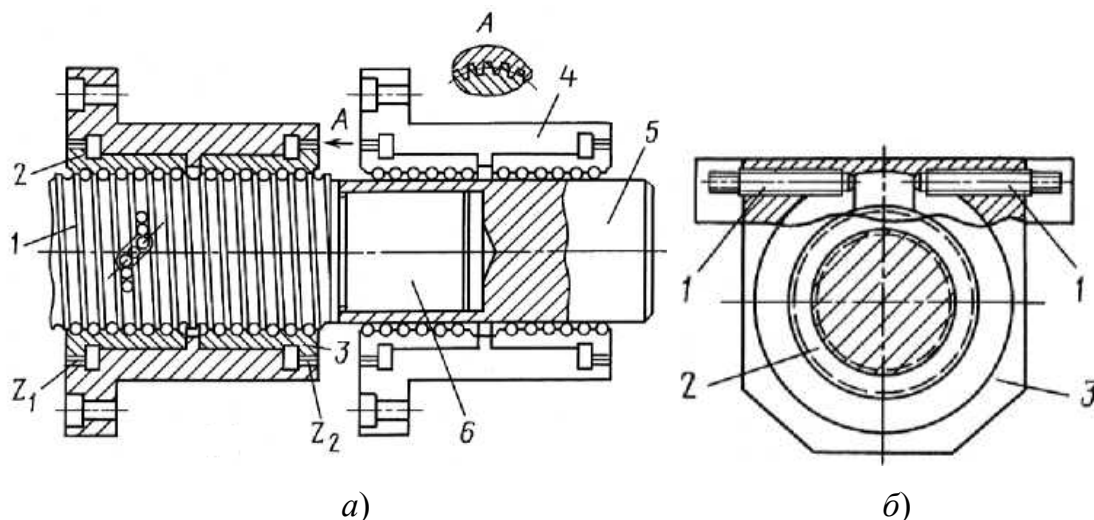


Рис. 6.14. Конструкции устройств регулирования зазоров передач винт-гайка качения:

a – зубчатым венцом; *б* – поворотом гаек

При повороте гаек в одну сторону на один зуб происходит осевое смещение Δ их профилей на малую величину (рис. 6.14, *a*):

$$\Delta = \left(\frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right) p = \frac{p}{z_1 z_2},$$

где p – шаг винта; $z_2 = z_1 + 1$.

Для осуществления поворота гаек необходимо свинтить корпус 4 с гайками с винта 1 на специальную втулку 5, надетую на хвостовую часть винта 6, что обеспечивает возможность вывода из зацепления зубчатых венцов гаек и корпуса. Подобный способ регулирования натяга удобен только в том случае, когда у винта отсутствует вторая опора. При закреплении винта в двух опорах для выполнения регулирования предусматривается специальный технологический участок винта без резьбы, заменяющий втулку. Конструкция обладает высокой осевой жесткостью вследствие отсутствия болтовых соединений и позво-

ляет осуществлять тонкое регулирование. Однако для осуществления регулирования необходимо выполнять дополнительные манипуляции, усложняющие регулирование, поэтому могут применяться и другие конструкции, не требующие предварительно свинчивать гайки. Например, в конструкции, изображенной на рис. 6.14, б, для создания натяга предусмотрена возможность поворота только одной из гаек 2. Поворот на небольшой угол осуществляется винтами 1, расположенными во фланце корпуса 3.

Способы закрепления винта. Чаще всего применяют закрепление винта по следующим схемам:

Схема 1. Опора, представляющая собой комбинированный подшипник, воспринимает нагрузку в обоих направлениях (рис. 6.15, а). Одностороннее закрепление винта допускает наименьшую сжимающую нагрузку и наименьшую критическую частоту вращения. Поэтому длина винта l не должна превышать 20–25 его диаметров. Передачи, выполненные по этой схеме, применяются при небольших ходах перемещаемого узла или при односторонней нагрузке, часто в приводах вертикальной подачи.

Схема 2. Один конец винта установлен на опоре, которая воспринимает осевую нагрузку в обоих направлениях, второй находится на дополнительной радиальной опоре (рис. 6.15, б). Такая конструкция имеет по сравнению с предыдущей более высокий запас устойчивости по критической осевой силе и по критической частоте вращения. Применяется в тех же случаях, что и передача с односторонним закреплением винта, часто в приводах горизонтальной подачи.

Схема 3. Одна опора (у двигателя) воспринимает осевую нагрузку в обоих направлениях, другая – в одном (рис. 6.15, в). Опора, воспринимающая нагрузку обоих направлений, представляет собой упорный комбинированный роликовый подшипник или совокупность двух упорных роликовых и шарикового радиального подшипников.

Схема 4. Каждая из двух опор винта воспринимает осевую нагрузку в обоих направлениях (рис. 6.15, г). В опорах устанавливают упорные комбинированные роликовые подшипники или по два роликовых радиально-упорных подшипника и по одному шариковому радиальному. С помощью тарельчатых пружин и гаек винт при сборке растягивают. Этим устраняют провисание его под действием тяжести, уменьшают радиальное биение, повышают осевую жесткость передачи. Кроме этого обеспечивается постоянство натяга в подшипниках при температурных деформациях винта, устраняется возможность

раскрытия стыка в подшипниках и их перегрузки. Чтобы не допустить заметного искажения шага винта, растягивающая сила не должна превосходить наибольшей осевой нагрузки на винт. Передачи с такими опорами допускают применение сравнительно длинных винтов $\left(\frac{L}{d} \geq 20 - 25\right)$, имеют высокую осевую жесткость, воспринимают наибольшую сжимающую нагрузку, обладают значительным запасом устойчивости по критической частоте вращения.

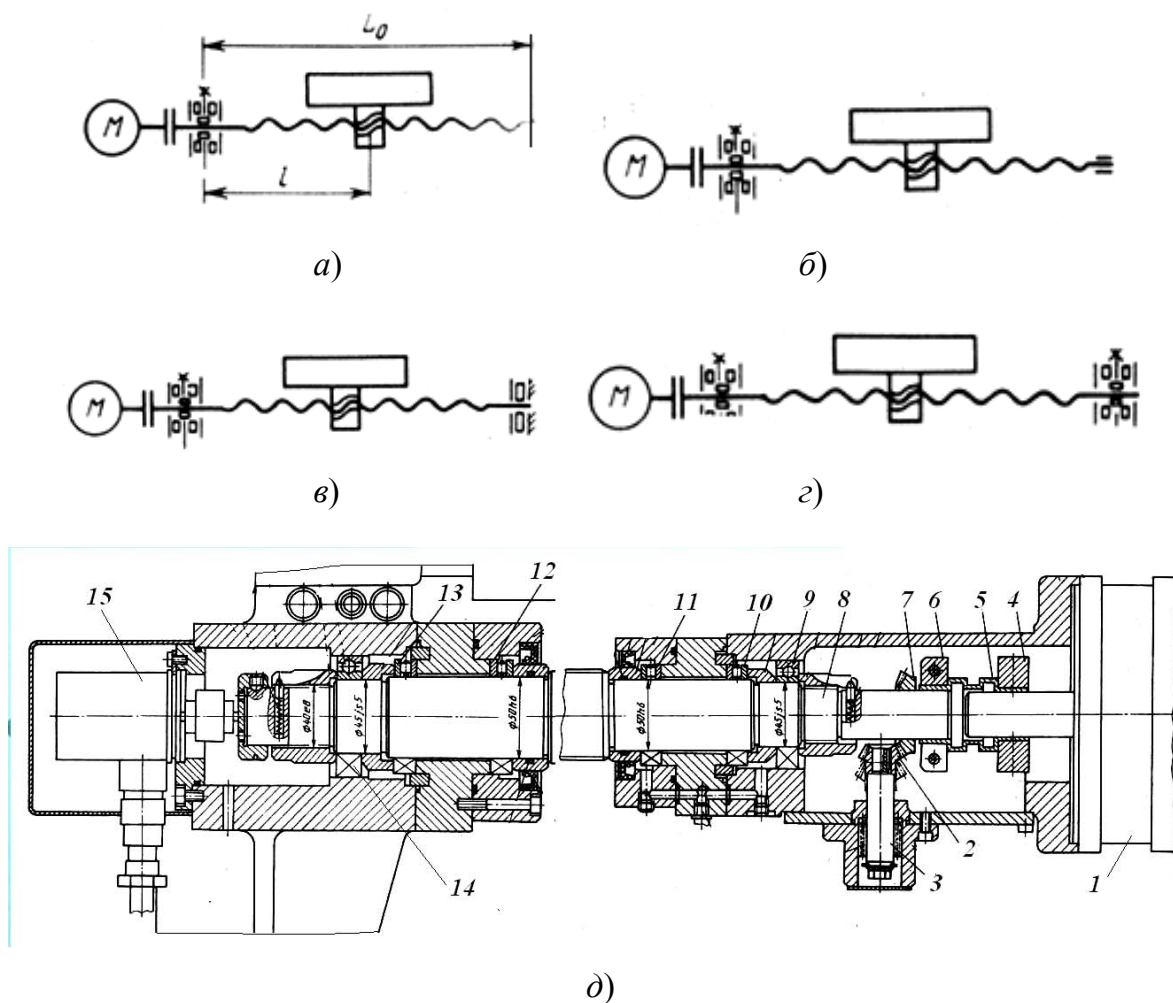


Рис. 6.15. Схемы закрепления ходовых винтов:
 а – с одной комбинированной опорой; б – с двумя опорами;
 в – с одной комбинированной и второй упорной опорами;
 з – с двумя комбинированными опорами; д – конструкция
 крепления винта: 1 – двигатель; 2, 7 – конические колеса; 3 – ось;
 4–6 – элементы муфты; 8 – винт; 9, 14 – шарикоподшипники
 радиальные; 10–13 – роликоподшипники упорные;
 15 – датчик обратной связи

Расчет передачи. Расчет передач винт-гайка качения предусматривает проверку по условиям статической прочности и долговечности, а также выбор целесообразной величины предварительного натяга.

Осевая сила, действующая на винт:

$$T = \frac{2M}{d_0},$$

где M – крутящий момент на винте; d_0 – номинальный диаметр.

$$Q = \frac{T}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)} = \frac{2M}{d_0 \operatorname{tg}(\beta + \rho)},$$

где β – угол подъема резьбы $\left(\beta = \operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_0} \right)$; p – шаг резьбы; ρ – угол трения; $\rho = \operatorname{arctg} f$, $f = (57-85)10^{-5}$.

На первом этапе передачу выбирают по осевой нагрузке, конструктивным и технологическим соображениям, на втором проверяют по усталости рабочих поверхностей винта и гайки, по критериям устойчивости и осевой жесткости.

Номинальный диаметр винта: $d_0 = \frac{L}{(20-25)}$, где L – длина резьбы винта.

Диаметр шарика d_1 определяется шагом p резьбы. Нагрузочная способность передачи тем выше, чем больше размер шарика. Диаметр шарика при заданном шаге ограничивается минимальной шириной перемычки между впадинами резьбы. В соответствии с большинством известных конструкций принято: $d_1 = 0,6p$.

Рабочее число шариков в одном витке при возврате шариков через вкладыш:

$$z_1 = \frac{\pi d_0}{d_1} - \frac{3t}{d_1}.$$

Расчетное число шариков в одном витке: $z_p = k_z z_1$, где $k_z = 0,7-0,8$ – коэффициент, учитывающий погрешности изготовления резьбы и винтового механизма.

Предельно допустимая нормальная статическая нагрузка на один шарик:

$$P = k_\sigma d_1^2, \text{ Н},$$

где k_σ – коэффициент, зависящий от допустимого контактного напряжения на поверхности шарика σ_k (при $\sigma_k = 2500; 3000; 3500$ и 3800 МПа соответственно $k_\sigma = 20; 35; 55$ и 70 ; для обычно применяемой передачи $k_\sigma = 70$); d_1 – диаметр шарика, мм.

Статическая грузоподъемность C_o – это предельно допустимая осевая нагрузка на винт, в результате действия которой возникает общая остаточная деформация тел качения, гайки и винта в наиболее нагруженной зоне контакта, равная $0,0001$ диаметра тела качения:

$$C_o = Pz_p u \sin \alpha \cos \beta,$$

где P – предельно допустимая нормальная статическая нагрузка на один шарик; z_p – расчетное число шариков в одном витке; u – число витков в гайке; α – угол контакта шарика с винтом и гайкой (обычно $\alpha = 45^\circ$); β – угол подъема резьбы.

Предварительный натяг, повышая осевую жесткость передачи, увеличивает момент холостого хода и снижает ее долговечность. Поэтому сила предварительного натяга должна выбираться обоснованно.

За минимально допустимую силу натяга P_{Hmin} , отнесенную к одному шарика, принимают такую силу, которая обеспечивает сохранение предварительного натяга в винтовой передаче при действии осевой силы Q :

$$P_{\text{Hmin}} = \frac{Q}{2z_p u \sin \alpha \cos \beta}, \text{ Н.}$$

Наибольшая допустимая сила натяга, отнесенная к одному шарика, при которой сохраняется статическая прочность механизма:

$$P_{\text{Hmax}} = P \left(1 - 0,55 \frac{Q}{C_o} \right), \text{ Н.}$$

Так как при сборке передачи с заданным натягом неизбежны погрешности, то рекомендуется отношение $\frac{Q}{C_o} < 0,9$.

В зависимости от требуемой жесткости передачи, ее долговечности и допустимого нагрева винта силу натяга выбирают в интервале от P_{Hmin} до P_{Hmax} , чаще всего $P_{\text{H}} = (1,5-2)P_{\text{Hmin}}$.

Расчет передачи на динамическую грузоподъемность. Динамической грузоподъемностью C называют такую постоянную осевую

нагрузку, которую должен выдержать шарико-винтовой механизм в течение 10^6 оборотов.

При расчете диаметра винта на динамическую грузоподъемность определяют эквивалентную нагрузку $Q_{\text{ЭКВ}}$ и эквивалентную частоту вращения \bar{n} .

$$Q_{\text{ЭКВ}} = \sqrt[3]{\frac{Q_1^3 n_1 t_1 + Q_2^3 n_2 t_2 + \dots + Q_n^3 n_n t_n}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}}; \quad \bar{n} = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n},$$

где Q_1, Q_2, \dots, Q_n – осевые нагрузки, действующие на механизм; n_1, n_2, \dots, n_n – частота вращения винта или гайки при действии соответствующих нагрузок; t_1, t_2, \dots, t_n – продолжительность действия нагрузки.

Если задана динамическая грузоподъемность C , то допустимая продолжительность работы механизма, выраженная в оборотах:

$$N = \left(\frac{C}{Q_3} \right)^3 10^6.$$

Продолжительность работы винтового механизма, выраженная в часах:

$$T = \frac{N}{60\bar{n}}.$$

Требуемую продолжительность работы механизма до наступления усталости любого его элемента при $Q_{\text{ЭКВ}}$ и \bar{n} принимают равной около 10000 ч.

Если в гайке u рабочих витков и динамическая грузоподъемность одного витка C_1 , то

$$C = C_1 u^{0,7}, \text{ Н.}$$

Следовательно, зависимость для вычисления требуемой динамической грузоподъемности одного витка с учетом характера нагрузки и свойств материала:

$$C_1 = \frac{(60T\bar{n})^{\frac{1}{3}} Q_3 f_w}{100u^{0,7} f_H}, \text{ Н,}$$

где f_w – коэффициент, учитывающий характер нагрузки; $f_w = 1,0-1,2$ при равномерном вращении винта без ударных нагрузок; $f_w = 1,2-1,5$

при средних условиях; $f_w = 1,5-2,5$ при работе с частыми ударными нагрузками; $f_w = 1,2$ – для шарико-винтовых передач в металлорежущих станках; $f_w = 1,2-1,5$ – в промышленных роботах; f_H – коэффициент, учитывающий твердость материала; $f_H = 1$ при твердости материала гайки $HRC_3 = 58-60$; $f_H = 0,7$ при $HRC_3 = 55$; $f_H = 0,5$ при $HRC_3 = 50$.

Требуемая динамическая грузоподъемность одного витка должна быть не менее этого показателя (выбранной передачи) по каталогу.

Если экспериментальные значения C_1 в каталоге отсутствуют, то фактическую динамическую грузоподъемность одного витка передачи можно определить: $C_1 = (0,2 - 0,4)C_0$.

Расчет винта на устойчивость по критической осевой силе. Если достаточно длинный винт работает на сжатие, его проверяют на устойчивость при наибольшем тяговом усилии Q_{max} , принимаемом за критическую силу. С учетом того, что момент инерции сечения винта I определяют не для минимального его диаметра, а условного d_0 , получают приближенную зависимость:

$$Q_{max} \approx \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2},$$

где E – модуль упругости материала винта, H/m^2 ; I – момент инерции сечения винта, m^4 ; μ – коэффициент, зависящий от характера заделки концов винта: $\mu = 0,5$ при заземленных концах винта; $\mu = 0,707$ при одном заделанном и одном шарнирном конце, имеющем возможность смещаться в осевом направлении; $\mu = 1$ при обоих шарнирных опорах; $\mu = 2$ при одном заземленном конце и втором свободном; l – наибольшее расстояние между гайкой и опорой винта.

С учетом коэффициента запаса устойчивости k_y , принимаемым для передачи винт-гайка качения равным 3, определяют номинальный диаметр винта, при котором он не теряет устойчивости:

$$d_0 = \sqrt[4]{\frac{64k_y (\mu l)^2 Q_{max}}{\pi^3 E}}.$$

Расчет винта на устойчивость по критической частоте вращения. В моменты быстрых перемещений рабочего органа станка, когда винт вращается с высокой частотой, центробежные силы могут

вызвать потерю его устойчивости, что проявляется в наступлении вибраций. Критическая частота вращения винта:

$$n_k = 5 \cdot 10^7 \frac{d_1 \nu k}{l^2}, \text{ об/мин,}$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы винта, мм; ν – коэффициент, зависящий от способа заделки винта: $\nu = 4,9$ при жестко заделанных концах винта; $\nu = 3,4$ при одном заделанном конце жестко, другой опорный; $\nu = 2,2$ при обоих опорных концах; $\nu = 0,7$ при одном заделанном конце жестко, вторым свободным; $k = 0,5–0,8$ – коэффициент запаса; l – расстояние между опорами винта, мм.

Расчет на жесткость. Диаметр винта зависит от жесткости привода и его элементов. Податливость привода:

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{j_m} + \frac{1}{j_b} + \frac{1}{j_o},$$

где j_m – жесткость шарико-винтового механизма; j_b – жесткость винта; j_o – жесткость опор винта.

Осевая жесткость привода оказывает влияние на возможность возникновения его резонансных колебаний. Чтобы не допустить резонансного режима, собственная частота колебаний механической части привода должна не менее чем в 3–3,5 раза превышать частоту импульсов замкнутой системы контроля. Последняя обычно составляет 10–25 Гц (меньшее значение для крупных станков, большее – для средних и мелких). Исходя из допустимой частоты колебаний механической части привода f , определяем его требуемую жесткость:

$$j = 4 \cdot 10^{-6} \pi^2 f^2 m, \text{ Н/мкм,}$$

где m – масса узлов механической части привода (ходового винта, исполнительного узла и установленных на нем приспособлений), кг.

Жесткость шарико-винтового механизма с предварительным натягом и возвратом шариков через вкладыши при $\frac{r_1}{r_2} = 0,96$:

$$j_m = 6k_\delta u \left(\frac{d_o}{p} - 1 \right) \sqrt[3]{0,1P_n p}, \text{ Н/мкм,}$$

где $k_\delta = 0,3–0,5$ – коэффициент, учитывающий погрешность изготовления, а также деформации в винтовом механизме; d_o и p – в мм.

Наименьшая жесткость ходового винта зависит от способа установки его на опорах. При одностороннем закреплении, а также в случае, когда один конец винта защемлен, а второй размещен на шарнирной опоре:

$$j_{\text{в}} = \frac{\pi d_0^2 E}{4l_1}, \text{ Н/м},$$

где l_1 – наибольшее расстояние от опоры винта до середины гайки; d_0 и l_1 – в мм, E – в МПа.

Минимальная жесткость ходового винта с обоими защемленными концами:

$$j_{\text{в}} = \frac{\pi d_0^2 E}{l_1}, \text{ Н/м}.$$

Приближенное значение жесткости опор винта:

$$j_0 = e d_0, \text{ Н/мм},$$

где $e = 5; 10; 30$ соответственно для радиально-упорных, шариковых и роликовых упорных подшипников; d_0 – в мм.

6.4. Зубчато-реечные передачи

Зубчато-реечные передачи применяют в приводах подачи тяжелых станков при большой длине перемещения, когда невозможно обеспечить необходимую осевую жесткость винта и возникают сложности с его изготовлением и установкой. Достоинство этих передач заключается в малых потерях на трение и технологичности. Однако малая редукция передачи (большой шаг $p = \pi m z$, где m – модуль, а z – число зубьев реечного колеса) приводит к большому моменту на зубчатом колесе и сложности получения малых подач. Кроме этого надо учитывать отсутствие самоторможения в передаче и наличие в ней зазоров.

Поэтому в приводах станков с ЧПУ для выборки зазоров и создания натяга в передаче обычно применяют две кинематические цепи со специальным нагрузочным устройством (рис. 6.16) или две кинематические цепи с приводом от разных двигателей.

В первом случае привод рабочего органа от рейки 7 содержит два реечных колеса 5 и 6. Эти колеса разворачиваются в разные стороны так, что зубья одного из них контактируют с одной стороной профиля зубьев рейки, а другого – с другой. Разворот осуществляется за счет

осевого перемещения от нагрузочного устройства 1 распределительного вала 2 с косозубыми колесами 3 и 4, имеющими зубья разного направления. В качестве нагрузочного устройства применяется пружина или гидравлический привод. Чтобы исключить возникновение зазоров в передачах 5–7 и 6–7 при действии рабочего момента M на распределительный вал 2, силу пружины $F_{пр}$ выбирают из соотношения

$$F_{пр} = \frac{M}{r} \operatorname{tg} \beta,$$

где r – радиус колес 3 и 4; β – угол наклона зубьев этих колес.

При применении двух двигателей один из них работает в двигательном, а другой – тормозном режиме. В зависимости от направления перемещения каждый из двигателей может быть или основным, или тормозным. Соответственно приводным будет являться одно из двух реечных колес.

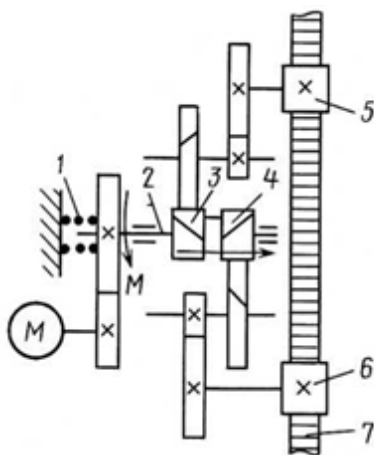


Рис. 6.16. Кинематическая схема привода с зубчато-реечной передачей

Червячно-реечная передача позволяет обеспечить большую плавность перемещения, требует меньшей редукции в приводе и меньшего крутящего момента на ведущем элементе, так как по своим свойствам она подобна передаче винт-гайка. В ней (рис. 6.17) роль вращающегося винта выполняет короткий червяк 1, а роль гайки с неполным охватом – длинная рейка 2, неподвижно закрепленная на перемещающемся узле 3. Передача отличается высокой постоянной осевой жесткостью, что позволяет применять ее при большой длине хода.

Ее недостатками являются высокое трение и низкий КПД. Длинная рейка изготавливается из отдельных секций, что усложняет монтаж и регулирование передачи.

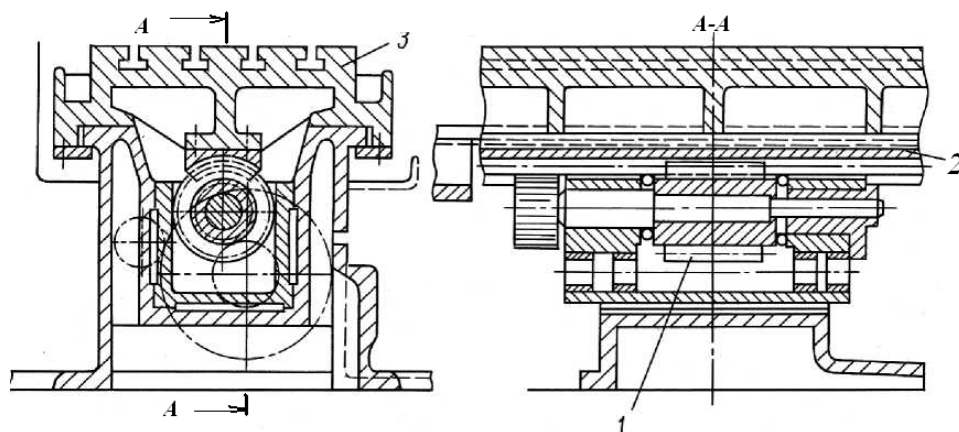


Рис. 6.17. Червячно-реечный привод стола продольно-фрезерного станка

В тяжелых станках с ЧПУ иногда применяются гидростатические передачи червяк-рейка и винт-гайка, фактически являющиеся беззазорными, так как между сопряженными поверхностями профилей элементов находится масляный слой, обладающий высокой жесткостью. Благодаря этому удается исключить износ сопряженных поверхностей.

Конструкция гидростатической червячно-реечной передачи зависит от способа подвода смазки к сопряженным поверхностям резьбы (через отверстия в червяке или рейке). В том и другом случае требуется наличие специальных распределителей смазки, подающих масло только в зону зацепления сопряженных элементов передачи.

На рис. 6.18 представлена конструкция передачи с подводом смазочного материала через отверстия в теле рейки.

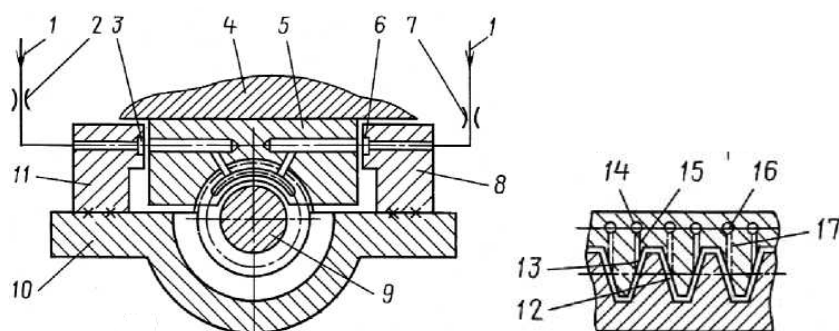


Рис. 6.18. Конструкция гидростатической червячно-реечной передачи

Масло от насоса по трубопроводам через дроссели 2 и 7 поступает к канавкам 3 и 6 распределителей смазки 11 и 8, которые жестко связаны с корпусом 10 червяка 9. Несущие карманы 12 и 13, выпол-

ненные на зубьях рейки 5, соединяются системой отверстий с ее торцами, причем отверстия 14 и 15, выходящие на один торец, связаны со всеми карманами на одной стороне профиля зубьев, а отверстия 16 и 17 – на другой. Длина канавок распределителей и их положение выбраны таким образом, чтобы при перемещении стола 4 обеспечивался подвод смазочного материала только к тем зубьям рейки, которые находятся в зацеплении с витками червяка.

6.5. Размерный анализ кинематической точности приводов оборудования

Требуемая точность связей исполнительных поверхностей обеспечивается в процессе их проектирования путем ограничения допусками отклонений составляющих звеньев, образующих данный вид связи.

Задачу обеспечения требуемой точности размерных связей исполнительных поверхностей чаще всего удается решить с помощью размерных цепей с использованием одного из пяти методов достижения требуемой точности замыкающего звена. Расчеты допусков могут сопровождаться преобразованием связей, так как в конструкцию станка возможность действия того или иного фактора закладывается через взаимные влияния их свойств в размерные связи.

Так, например, одним из пунктов служебного назначения токарно-винторезного станка предусмотрена его способность нарезания резьб. Параметром резьбы, непосредственно зависящим от кинематики станка, является шаг P . Образование шага резьбы осуществляется посредством кинематической цепи, структурная схема которой представлена на рис. 6.19. Связь продольного перемещения резца с вращением заготовки в образовании шага резьбы при одном обороте шпинделя может быть представлена уравнением

$$P = i_{\Pi} i_{\text{увш}} i_{\Gamma} i_{\text{к}} P_{\text{х.в}},$$

где i_{Π} – передаточное отношение коробки скоростей с постоянным по номиналу передаточным отношением; $i_{\text{увш}}$ – передаточное отношение звена увеличения шага; i_{Γ} – передаточное отношение гитары сменных колес; $i_{\text{к}}$ – передаточное отношение коробки подач; $P_{\text{х.в}}$ – шаг ходового винта.

Служебным назначением станка заданы допуски, ограничивающие отклонения шагов резьб разных типов. Исходя из допуска T_p ,

обеспечение которого в станке наиболее сложно, можно ограничить допусками отклонения передаточных отношений механизмов токарно-винторезного станка:

$$T_p = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial i_{\Pi}}\right)^2 T_{i_{\Pi}}^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial i_{\text{увш}}}\right)^2 T_{i_{\text{увш}}}^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial i_{\Gamma}}\right)^2 T_{i_{\Gamma}}^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial i_{\text{к}}}\right)^2 T_{i_{\text{к}}}^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial P_{\text{х.в}}}\right)^2 T_{P_{\text{х.в}}}^2}.$$

Средние значения передаточных отношений могут быть приняты равными их номинальным значениям.

Так как каждое из передаточных отношений механизмов в свою очередь является замыкающим звеном цепи, состоящей из нескольких кинематических звеньев, то, воспользовавшись тем же методом, можно перейти к допускам на отклонения их передаточных отношений. Например, если $i_{\text{к}} = i_1, i_2, \dots, i_n$, то исходя из допуска $T_{i_{\text{к}}}$, можно найти $T_{i_1}, T_{i_2}, \dots, T_{i_n}$ и средние значения i_1, i_2, \dots, i_n .

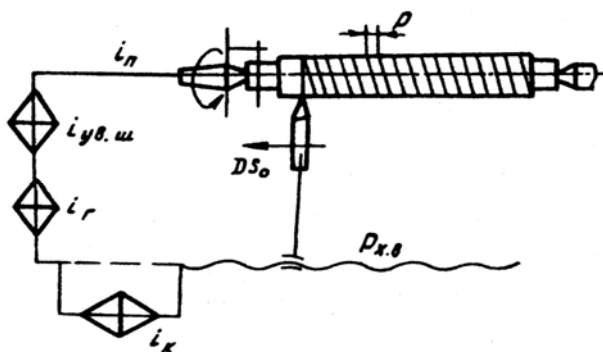


Рис. 6.19. Структурная схема токарно-винторезного станка

Определив допуск каждого кинематического звена, необходимо задать допуски на размеры кинематического звена на основе преобразования кинематических связей в размерные. Для зубчатых передач, являющихся весьма распространенными кинематическими звеньями механизмов станков, это означает определение допусков на все размерные параметры зубчатых колес, от которых зависит точность передаточного отношения зубчатой пары. Так как передаточное отношение зубчатой передачи есть отношение радиусов делительных окружностей, находящихся в зацеплении пары колес $i_{\Pi} = \frac{r_1}{r_2}$, то

$$T_{i_{\Pi}} = \sqrt{\left(\frac{\partial i_{\Pi}}{\partial r_2}\right)^2 T_{r_2}^2 + \left(\frac{\partial i_{\Pi}}{\partial r_1}\right)^2 T_{r_1}^2}.$$

Таким образом, можно подойти к точности размеров деталей, выполняющих в станке роль кинематических звеньев.

Любой станок представляет собой не абсолютно жесткую, а упругую систему, детали которой деформируются с возникновением нагрузок, изменением температур, под действием остаточных напряжений, возникших в деталях при изготовлении и работе.

Деформации деталей не постоянны, так как не постоянно во времени по величине и направлению действие сил, их моментов, температуры, остаточных напряжений. К тому же детали станков изнашиваются. Все вместе взятое приводит к тому, что точность деталей, достигнутая при изготовлении, не остается постоянной. Во времени изменяются значения всех показателей геометрической точности деталей: размеров, расстояний, относительных поворотов, формы и параметров шероховатости поверхностей, а также относительного положения самих деталей в станке.

Изменения показателей геометрической точности и положения деталей не могут превышать тех границ, за пределами которых станок перестает соответствовать своему назначению. Поэтому при расчетах точности станка должны быть установлены допустимые границы действия каждого динамического фактора исходя из допусков на показатели геометрической точности и положения деталей, а также предусмотрены средства, обеспечивающие действие факторов в установленных границах.

Так как изменение значения каждого составляющего звена A_i допустимо лишь в пределах T_{A_i} , то частями этого допуска следует ограничить проявление каждого из перечисленных факторов. Так, составляющее звено A_1 можно представить в виде

$$T_{A_1} \geq T_{A_{1изг}} + T_{A_{1сб}} + T_{A_{1у}} + T_{A_{1\theta}} + T_{A_{1о.н}} + T_{A_{1изн}},$$

где частями T_{A_1} являются ограничения соответственно погрешностей изготовления детали и сборки, упругих и тепловых деформаций, деформаций из-за перераспределения остаточных напряжений и изнашивания. Соблюдение допуска $T_{A_{1изг}}$ целиком связано с технологией изготовления детали. Что касается других допусков, то их обеспечение зависит как от решений, принимаемых при конструировании станка, так и от технологии его изготовления. Не касаясь пока вопросов технологии, рассмотрим подход к обеспечению требуемой точности звена A_1 в процессе конструирования станка.

Точность размеров детали и ее положение в станке могут зависеть от того, как конструктивно будут оформлены основные и вспомогательные базы базирующей детали, какие требования предъявлены к точности базовых поверхностей, как конструктивно решена задача закрепления детали. В результате расчетов контактных деформаций и деформаций самой детали под действием сил закрепления конструктор должен найти решение, обеспечивающее отклонение A_1 в процессе сборки станка в пределах $T_{A_{1сб}}$.

Упругие перемещения под воздействием рабочих нагрузок зависят от жесткости детали. Исходными данными для определения требуемой жесткости детали являются, с одной стороны, допуск, ограничивающий упругое перемещение в направлении размера A_1 , с другой – максимальное значение P действующих сил, обусловленное служебным назначением станка и возможное во время работы на самых тяжелых режимах. Характеристикой минимально необходимой жесткости j_{min} детали является прямая, проходящая через начало координат системы y, P и точку с координатами y_{max} и P_{max} (рис. 6.20, а). Исходя из значения j_{min} и допуска T_j , ограничивающего отклонения жесткости, конструктор должен предпринять меры по обеспечению необходимой жесткости детали.

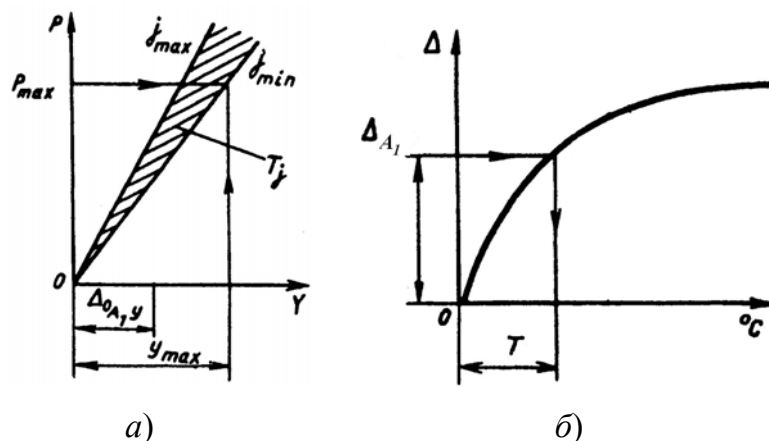


Рис. 6.20. Графики перемещений:
а – упругих; б – тепловых

Обеспечение тепловых деформаций детали в пределах допуска $T_{A_{1\theta}}$ связано с поддержанием температурного режима работающего станка на нужном уровне. Поскольку материал детали уже был выбран, то характеристика ее тепловых деформаций известна (рис. 6.20, б)

и можно установить допустимый нагрев детали в работающем станке. Для соблюдения требуемого теплового режима в станке может оказаться необходимым оснащение его устройствами стабилизации температуры отдельных его частей, температуры окружающей среды и т. п.

Малоизученными и потому трудноуправляемыми являются процессы деформирования деталей из-за перераспределения остаточных напряжений. Этого рода деформации опасны тем, что могут возникнуть спустя много времени после изготовления станка, когда он попадет к потребителю и будет находиться в эксплуатации.

Пока основные мероприятия по борьбе с деформированием деталей из-за перераспределения остаточных напряжений предпринимают в процессе изготовления деталей и сборки станка. Однако накоплено довольно много данных, полученных в результате наблюдений, о связи остаточных напряжений с конструктивными формами деталей. Например, при конструировании станков из деталей и заготовок деталей нужно использовать рекомендации по поводу того, как путем придания тех или иных форм и размеров поверхностям деталей уменьшить концентрацию остаточных напряжений в отдельных местах.

Мерами предотвращения изнашивания деталей станка на протяжении установленного срока службы сверх заданных пределов являются следующие:

- выбор материала надлежащей износостойкости;
- конструирование разветвленной и надежной системы смазывания;
- выбор вида смазывающего материала, соответствующего условиям и режимам работы станка;
- создание защиты трудящихся поверхностей деталей от проникновения пыли, грязи и т. д.

Размерные связи обычно разрабатывают, начиная с определения размеров поверхностей деталей путем преобразования различного вида связей в размерные.

Например, ряд размеров деталей устанавливают в результате преобразования кинематических связей: длины плеч рычагов, шаги резьб ходовых винтов, числа зубьев зубчатых колес и т. п. Расчеты деталей на прочность, жесткость, выносливость, износостойкость в конечном счете преследуют цель установить основные размеры поверхностей деталей исходя из их служебного назначения и свойств выбранного материала. В результате таких расчетов устанавливают,

например, модули, диаметры делительных окружностей и ширину венцов зубчатых колес; диаметры шеек и длины ступеней валов; типы и размеры подшипников; размеры отверстий под опоры валов в корпусных деталях и т. д. Переход от действующих нагрузок на кинематических звеньях к размерам поверхностей деталей или размерам их сечений с учетом избранных материалов является преобразованием динамических связей в размерные.

6.6. Размерный анализ коробки передач

Рабочие поверхности зубьев зубчатых колес должны занимать друг относительно друга такое положение, при котором зубчатое колесо с надлежащей точностью было бы способно передавать вращательное движение. Относительное положение рабочих поверхностей зубьев характеризуется точностью шага, направлением зуба и другими показателями.

Положение же зубчатого венца в целом определяют относительно основных баз зубчатого колеса, в связи с чем выдвигают требования к соосности зубчатого венца с отверстием в ступице, отсутствию перекоса оси венца в двух координатных плоскостях и др.

Положение свободных поверхностей определяют также в соответствии с задачами, возлагаемыми на них (рис. 6.21).

Например, в корпусной детали коробчатого типа ее стенка образуется сочетанием двух плоских поверхностей. Задание толщины стенки – это привязка положения одной из поверхностей к другой в их совокупности. Вместе с тем положение одной из стенок, обычно наружной, определяют относительно основных баз детали. Иногда положение совокупности свободных поверхностей необходимо задать относительно вспомогательных баз детали или ее плоскостей симметрии или определить положение одной совокупности свободных поверхностей относительно другой.

Деталь любого назначения имеет один комплект основных баз и столько комплектов вспомогательных баз, сколько деталей к ней должно быть присоединено. В зависимости от функций, выполняемых деталью в станке, могут быть самые различные варианты увязки относительного положения комплектов баз как координатных систем.

В качестве примера рассмотрим размерные цепи, определяющие работоспособность коробки передач станка (рис. 6.21).

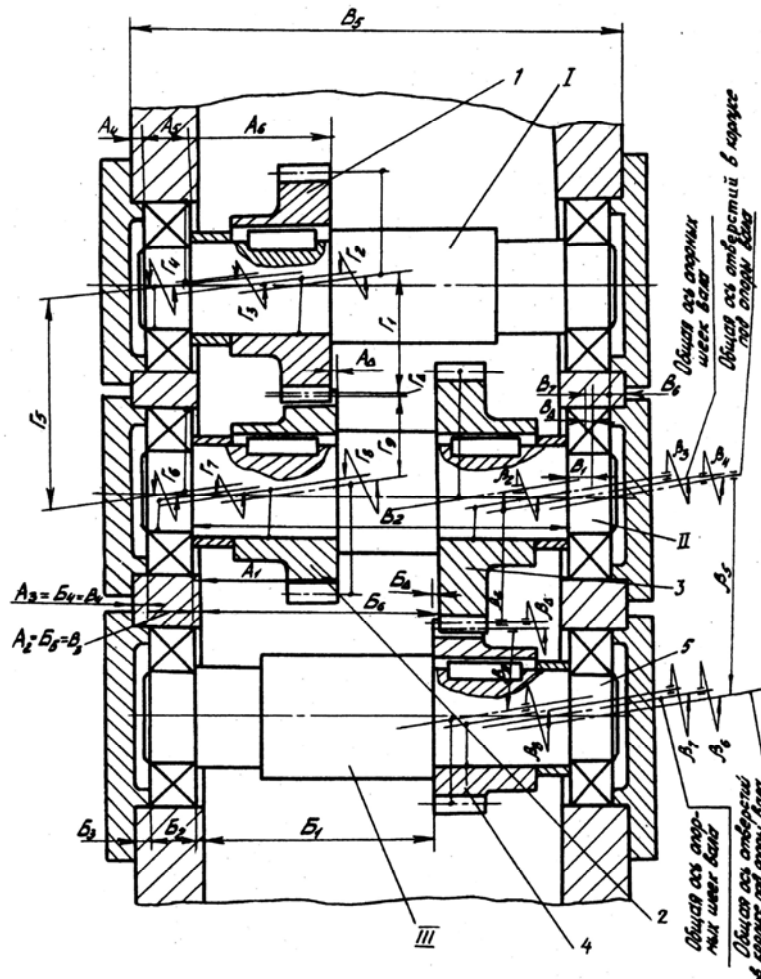


Рис. 6.21. Размерные цепи коробки передач

Перечень задач, решение которых обеспечивает работоспособность коробки передач, приведен в табл. 6.4.

Таблица 6.4

Перечень задач работоспособности коробки передач

Задача	Размер вала, участвующий в решении задачи
1. Совмещение A_{Δ} торцов зубчатых колес 1 и 2	$A_1 = x_2$
2. Совмещение B_{Δ} торцов зубчатых колес 4 и 3	$B_6 = x_1$
3. Создание натяга (зазора) B_{Δ} в подшипниках	B_6
4. Совмещение Γ_{Δ} делительных окружностей зубчатых колес	$\Gamma_7 = y_2$
5. Обеспечение параллельности β_{Δ} образующих делительных цилиндров зубчатых колес в одной из координатных плоскостей	$\beta_3 = \varepsilon_1$

Задача	Размер вала, участвующий в решении задачи
6. Обеспечение правильности сопряжения вала с подшипником	A_2
7. Обеспечение требуемой прочности и жесткости вала	Диаметры цилиндрических поверхностей, длина вала и его ступеней

6.7. Способы повышения точности элементов кинематики

На рис. 6.22 приведены конструкции зубчатых передач, в которых компенсируются зазоры.

Компенсация зазоров чаще всего производится дискретным или плавным регулированием взаимного положения колес, а также силовым замыканием контактирующих элементов. В прямозубых передачах минимальный боковой зазор компенсируется путем выполнения зубьев специальной формы и осевым смещением колес (рис. 6.22, *а*), а также применением одного разрезного колеса, в котором одна половина поворачивается относительно другой (рис. 6.22, *б*). Кроме этого в одной половине закрепляются штифты 4, а в пазах второй половины располагаются пружины 3, которые поворачивают ее относительно оси и создают натяг в передаче, таким образом компенсируя полностью боковые зазоры, но создают дополнительные нагрузки в передаче (рис. 6.22, *в*). В конструкции, изображенной на рис. 6.22, *г*, применен эксцентрик 3, который смещает одну половину 2 относительно 1, компенсируя минимальный боковой зазор в передаче. В конструкции косозубой зубчатой передачи (рис. 6.22, *д*) используется компенсаторное кольцо 2, которое смещает одну половину 3 относительно 1 в осевом направлении, компенсируя минимальный боковой зазор в передаче. На рис. 6.22, *з-к* представлены червячные зубчатые передачи, в которых компенсация бокового зазора обеспечивается периодическим осевым смещением червяка с переменным шагом 2 (рис. 6.22, *з*), радиальным силовым замыканием червяка и колеса посредством пружины 4, поворачивающей рамку 3 с червяком 2 относительно колеса 1. Конструкция на рис. 6.22, *к* состоит из двух червяков 1 и 4, причем червяк 1 жестко закреплен на валу, а червяк 4 установлен на шпонке с возможностью осевого перемещения. Под действием пружины 5 он, перемещаясь, поворачивает колесо 6, которое компенсирует зазор в передаче с червяком 1, обеспечивающим передачу крутящего момента.

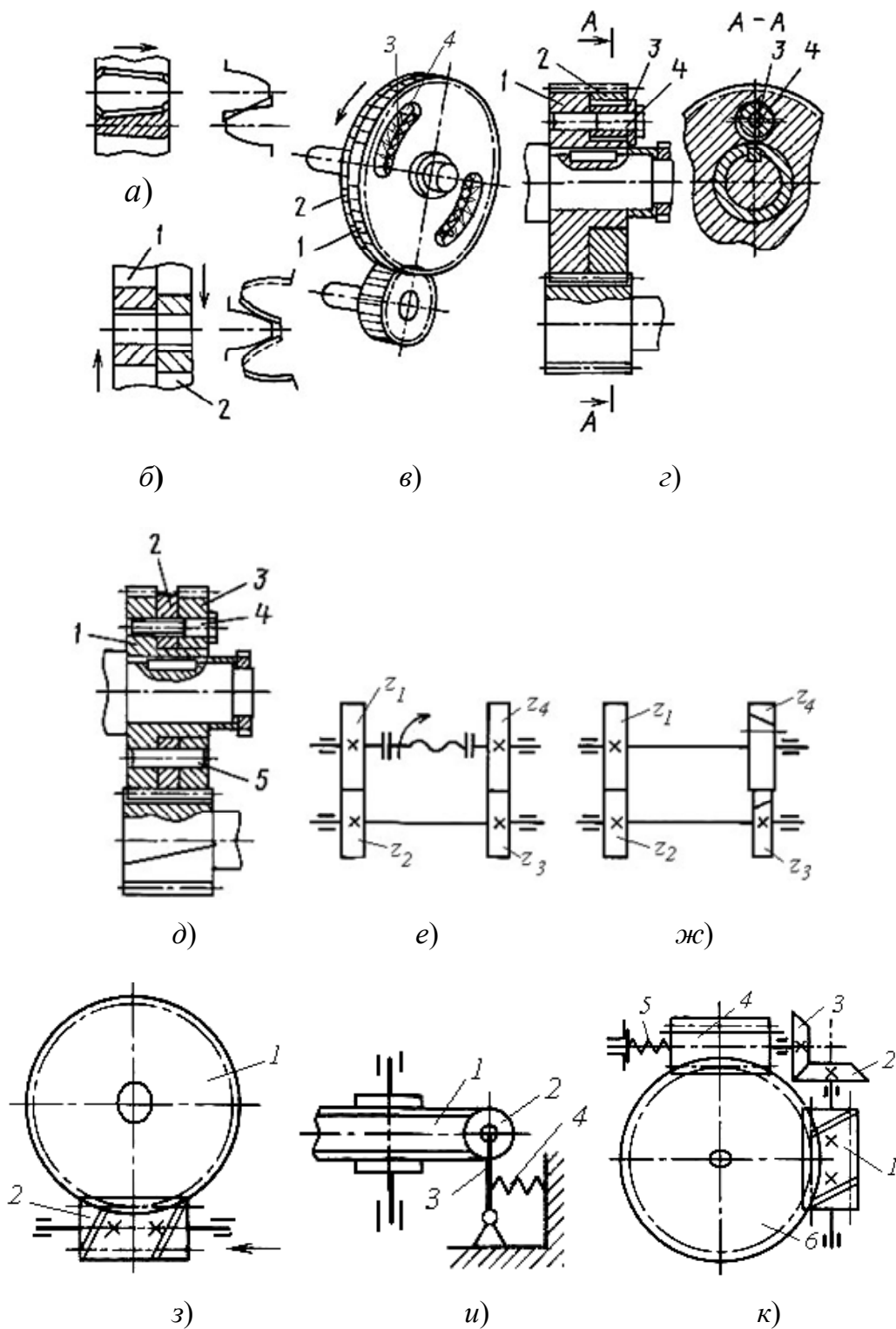


Рис. 6.22. Способы компенсации боковых зазоров в зубчатых передачах:

а – осевым перемещением; б – взаимным поворотом;
 в – силовым замыканием; г – эксцентриковым механизмом;
 д – компенсационными кольцами; е, ж – дополнительными передачами; з – осевым смещением червяка; и – радиальным силовым замыканием; к – осевым силовым замыканием

На рис. 6.23 приведены конструкции беззазорных соединений с валом. Конструкция сильфонной муфты, приведенная на рис. 6.23, *а*, состоит из полумуфт, закрепленных на валах с помощью винтов *3* и конических соединений, обеспечивающих натяг в соединении с валами. Корпуса полумуфт соединены сильфонным элементом *4*, обеспечивающим угловую и радиальную компенсации валов, а также передачу точного крутящего момента.

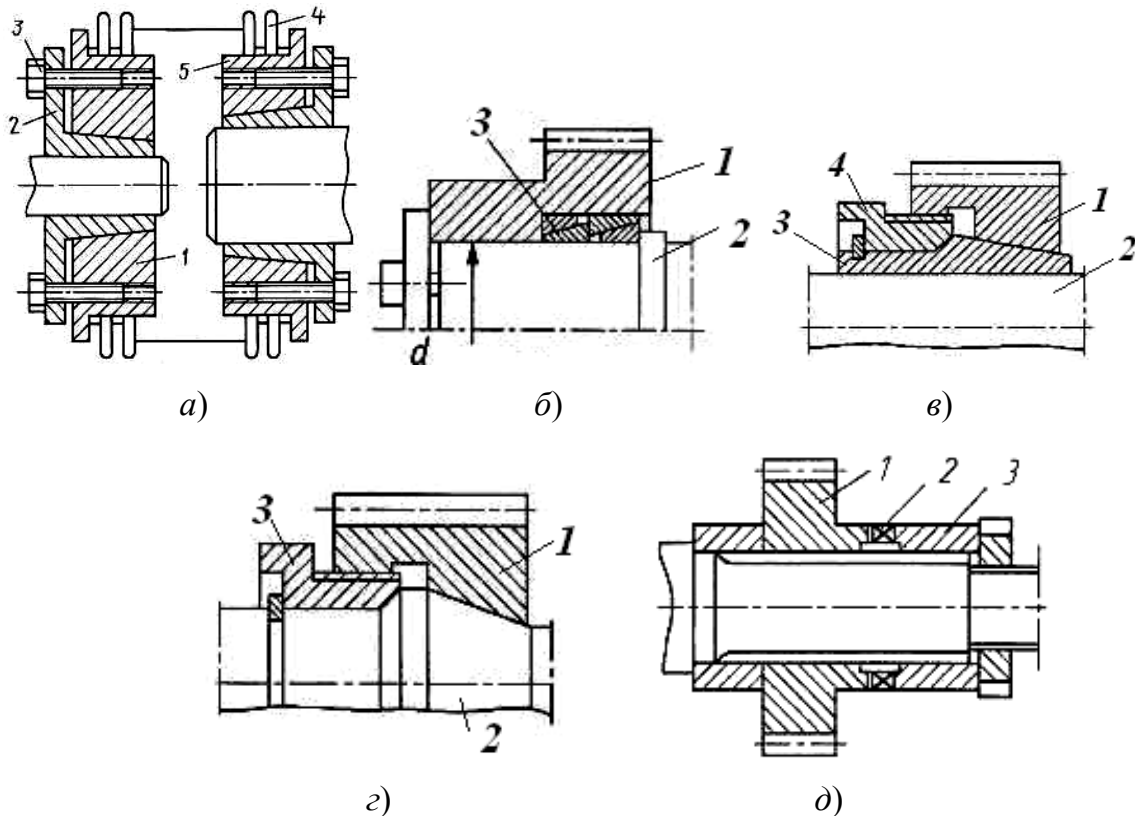


Рис. 6.23. Конструкции точных механизмов:
а – сильфонная муфта; *б–д* – конструкции беззазорных соединений

На рис. 6.23, *б* зубчатое колесо *1* соединено с валом *2* с помощью конических колец *3*. В конструкции на рис. 6.23, *в* зубчатое колесо *1* соединено с валом *2* с помощью конической втулки *3* и гайки *4*, а в конструкции рис. 6.23, *г* зубчатое колесо *1* соединено с конической поверхностью вала *2* с помощью гайки *3* или муфты, как на рис. 6.23, *д*.

Компенсация зазоров чаще всего производится дискретным или плавным регулированием взаимного положения колес.

6.8. Приводы микроперемещений

Приводы микроперемещений применяются в станках для финишной обработки (шлифовальных), а также в системах автоматического регулирования, адаптивного управления и автоматической компенсации погрешностей при обработке малых перемещений с большой точностью (до десятых долей мкм).

К механизмам микроподачи, кроме общих требований (надежность, простота конструкции, высокий КПД, удобство обслуживания), предъявляют требования, связанные с точностью: плавность перемещений; чувствительность; стабильность заданной скорости во времени; быстродействие; высокая надежность; отсутствие мертвого хода и др.

Основным источником погрешностей при малых перемещениях является переменность сил трения при трогании и последующем движении. При малых скоростях заданного движения и ограниченной жесткости привода вместо непрерывного движения исполнительный узел станка может перемещаться прерывисто, скачками. Существует критическая скорость v , ниже которой имеет место скачкообразное движение.

Таким образом, точность малых перемещений может быть повышена выравниванием сил трения (применением антискачковых смазок, маломощных вибраторов, переход на жидкостное трение и др.) или повышением жесткости привода.

Жесткость привода повышается при применении специальных тяговых устройств, которые получили название привода микроперемещений; их используют в станках во всех тех случаях, когда жесткость обычных устройств оказывается недостаточной.

Упругосиловой привод используют для перемещения подвижного узла деформацией упругого звена, которая создается силовым воздействием (рис. 6.24, а, б).

При достаточно большой жесткости упругое звено имеет ограниченную общую деформацию, и, следовательно, диапазон перемещения подвижного узла также небольшой. Упругое звено обычно имеет постоянную жесткость и линейную характеристику, однако в некоторых случаях оправдано применение упругих звеньев с нелинейной характеристикой. В приводе поперечной подачи шлифовальных станков перемещение с постепенно уменьшающейся скоростью целесообразно для обеспечения высокого качества поверхности детали.

Магнитострикционный привод использует свойство ферромагнитных материалов изменять линейные размеры при намагничивании.

Принципиальная схема магнитострикционного привода показана на рис. 6.24, в. В магнитное поле, создаваемое катушкой, помещен жесткий стержень. Один конец стержня жестко связан с неподвижной базовой деталью, а второй конец стержня закреплен в подвижном узле станка. С увеличением напряженности поля размеры стержня изменяются, что и приводит к перемещению подвижного узла. Для изготовления магнитострикторов применяют чаще всего сплавы, относящиеся к системе «железо – кобальт», и ферриты, которые обеспечивают в реальных конструкциях общее перемещение в пределах 8–10 мкм на 100 мм длины стержня. Главным достоинством магнитострикционного привода наряду с высокой его жесткостью является удобство управления прямым электрическим сигналом, а недостатком – зависимость магнитострикционного удлинения от температуры и напряжения под действием внешней нагрузки. Кроме того, создание магнитного поля изменяет механические характеристики, в частности модуль упругости материала, что также необходимо учитывать при высокой точности малых перемещений.

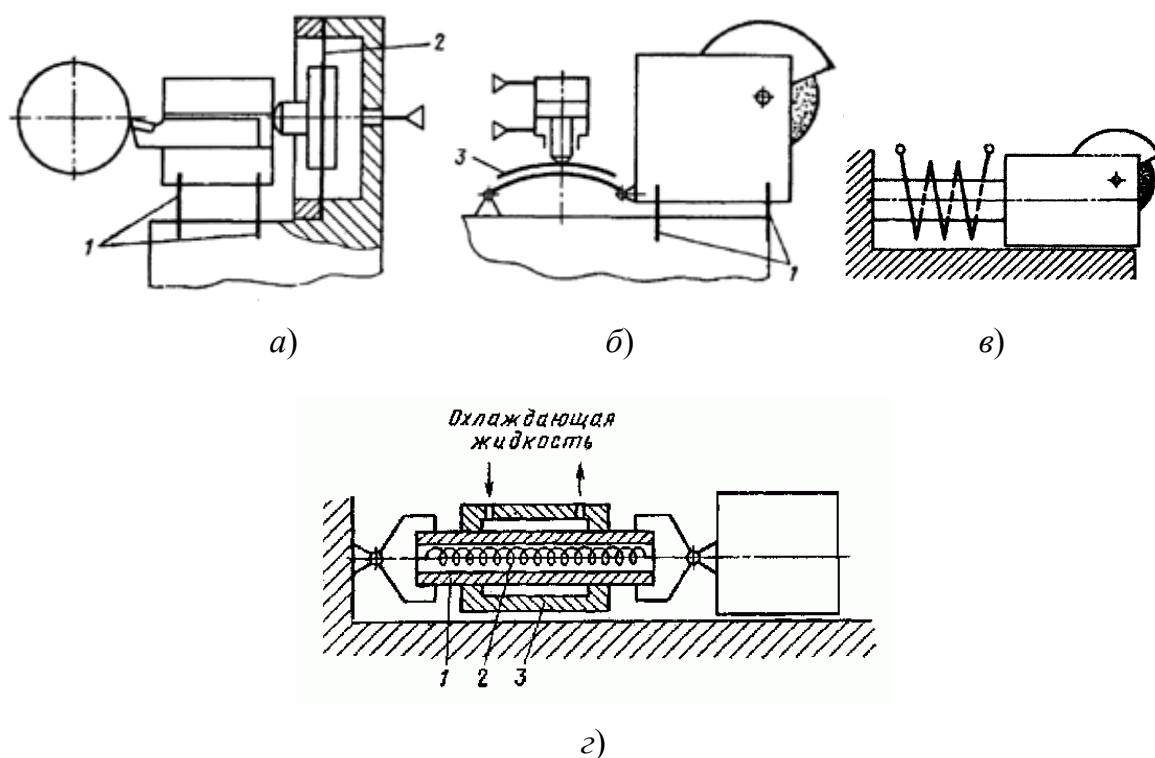


Рис. 6.24. Конструкции механизмов микроперемещений:
а, б – упругосиловой; в – магнитострикционный; г – тепловой

Наиболее перспективным является использование магнитострикционного привода в системах автоматической компенсации погрешностей, а также для точного перемещения стола координатно-расточного станка по двум координатам.

Тепловой привод основан на том, что удлинение стержня и соответствующее перемещение узла происходят при непосредственном нагреве стержня (рис. 6.24, з). В исходное положение узел возвращается при охлаждении стержня жидкостью, пропускаемой через его внутреннюю полость. Концы стержня для устранения вредного влияния возможных перекосов часто снабжают шарнирами для самоустановки. Это обеспечивает работу стержня при его температурной деформации только на растяжение или сжатие.

Основной недостаток теплового привода связан с тем, что он является источником тепла, которое может вызвать вредные температурные деформации в сопряженных деталях и узлах. Поэтому даже при условии надежной тепловой изоляции температур нагрева рабочего стержня следует ограничивать в пределах 80–100 °С. К недостаткам теплового привода следует также отнести его большую инерцию. Эти обстоятельства ограничивают возможную область использования теплового привода теми случаями, когда требуется тонкое, но редко осуществляемое во времени движение исполнительного механизма. Тепловой привод применяют в качестве регулируемого упора в шлифовальных и некоторых других станках, а также в системах автоматической компенсации температурных погрешностей.

ГЛАВА 7. АНАЛИЗ НАДЕЖНОСТИ ПРИВОДОВ СТАНКОВ

7.1. Вероятность безотказности привода станка

7.1.1. Анализ сложных систем

Если станок имеет несколько взаимосвязанных резервных элементов, которые не позволяют построить блочную структурную схему, то он относится к сложным системам. В этом случае необходимо рассмотреть все возможные варианты работоспособного состояния системы, из которых формируется выражение для расчета вероятности безотказности. Это выражение состоит из суммы вероятностей всех состояний.

Пример. Гидравлический привод станка включает: насос, трубопроводы и золотник. Для повышения надежности привода производится резервирование (рис. 7.1). Необходимо определить вероятность безотказности системы. Используем обозначения H_1 , T_1 , Z_1 , T_2 – соответственно работоспособные состояния насоса, первого участка трубы, золотника и второго участка трубы. Если используется обозначение элемента с верхней чертой, то это значит, что элемент отказал \bar{H} .

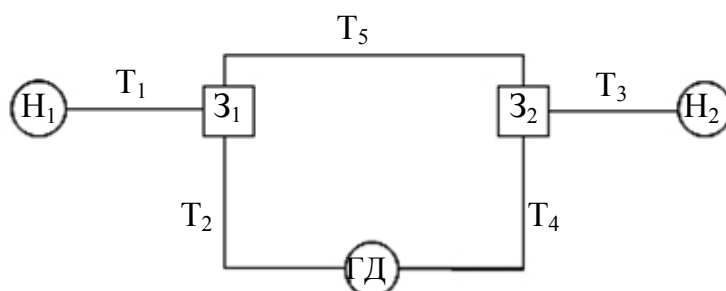


Рис. 7.1. Схема привода станка

Для определения вероятности безотказности привода необходимо рассмотреть все возможные случаи работоспособного состояния системы:

1. $H_1 T_1 Z_1 T_2$ – все элементы работоспособны.
2. $\bar{H}_1 H_2 T_3 Z_2 T_4$ – отказ насоса H_1 , включена резервная система.
3. $H_1 \bar{T}_1 H_2 T_3 Z_2 T_4$ – отказ участка трубы T_1 .
4. $H_1 \bar{T}_1 \bar{T}_4 H_2 T_3 Z_2 T_5 Z_1 T_2$ – отказ участков труб T_1 и T_2 .
5. $\bar{T}_2 \bar{H}_2 H_1 T_1 Z_1 T_5 Z_2 T_4$ – отказ трубы T_2 и насоса H_2 .

.....
n

Используя полученные состояния, вероятность безотказности этой системы можно определить по выражению

$$P = P_{H_1} P_{T_1} P_{3_1} P_{T_2} + F_{H_1} P_{H_2} P_{T_3} P_{3_2} P_{T_4} + P_{H_1} F_{T_1} P_{H_2} P_{T_3} P_{3_2} P_{T_4} + \\ + P_{H_1} F_{T_1} F_{T_4} P_{H_2} P_{T_3} P_{3_2} P_{T_5} P_{3_1} P_{T_4} + F_{T_2} F_{H_2} P_{H_1} P_{T_1} P_{3_1} P_{T_5} P_{3_2} P_{T_4} \dots,$$

где P_i и F_i – соответственно вероятность безотказности и отказа i -го элемента.

7.1.2. Анализ вероятности безотказности методом теории событий

Логические функции, которые применительно к задачам надежности принято называть функциями работоспособности (надежности), могут задаваться в словесной форме, таблицами истинности, алгебраическими выражениями или графиками.

Для записи функции работоспособности в алгебраической форме используется одно из следующих выражений:

$$y = \sum_{i=1}^l y_i m_i \quad (7.1)$$

или

$$y = \prod_{i=1}^l (y_i + M_i), \quad l = 2^n, \quad (7.2)$$

где y_i – значение функции работоспособности для соответствующей строки, 0 или 1; m_i – конъюнкция набора элементов i -й строки, так $m_5 = x_1 x_2 \bar{x}_3$; M_i – дизъюнкция элементов i -й строки, причем при $y_i = 0$ имеем $M_2 = \bar{x}_1 + x_2 + x_3$, при $y = 1$ $M_5 = x_1 + x_2 + \bar{x}_3$.

Представление функции работоспособности в виде (7.1), включающем в каждую дизъюнкцию конъюнкции всех элементов, называют совершенной дизъюнктивной нормальной формой (СДНФ), а в виде (7.2) – совершенной конъюнктивной нормальной формой (СКНФ).

Функция работоспособности в неповторной форме имеет вид:

$$y = x_1 x_2 + x_1 x_3 + x_2 x_3. \quad (7.3)$$

Функция работоспособности в СКНФ в соответствии с (7.2) имеет вид:

$$y = (0 + x_1 + x_2 + x_3)(0 + \bar{x}_1 + x_2 + x_3)(0 + x_1 + \bar{x}_2 + x_3)(0 + x_1 + x_2 + \bar{x}_3) \times \\ \times (1 + x_1 + x_2 + \bar{x}_3)(1 + x_1 + \bar{x}_2 + x_3)(1 + \bar{x}_1 + x_2 + x_3)(1 + x_1 + x_2 + x_3),$$

поскольку $1 + x = 1$, то

$$y = (x_1 + x_2 + x_3)(\bar{x}_1 + x_2 + x_3)(x_1 + \bar{x}_2 + x_3)(x_1 + x_2 + \bar{x}_3). \quad (7.4)$$

Для минимизации функции перемножим члены, стоящие в первой и второй, третьей и четвертой скобках. Учитывая, что $x\bar{x} = 0$, $xx = x$, получаем

$$y = (x_1x_2 + x_1x_3 + x_2\bar{x}_1 + x_2 + x_2x_3 + x_3\bar{x}_1 + x_3x_2 + x_3) \times \\ \times (x_1 + x_1x_2 + x_1\bar{x}_3 + \bar{x}_2x_1 + \bar{x}_2\bar{x}_3 + x_3x_1 + x_3x_2).$$

В соответствии с теоремой о поглощении из первой скобки уходят все конъюнкции, включающие x_2 и x_3 , а из второй скобки x_1 :

$$y = (x_2 + x_3)(x_1 + \bar{x}_2\bar{x}_3 + x_2x_3). \quad (7.5)$$

Выражение (7.5) путем проведения несложных преобразований сводится к дизъюнктивной форме (7.3).

Сопоставляя функции работоспособности в СНДФ и СКНФ, видим, что в них входят наборы из таблицы истинности, соответствующие $y = 1$ и $y = 0$. При расчете выбирают ту форму записи, которой соответствует меньшее число членов в (7.1) и (7.2).

Переход от алгебраической формы записи работоспособности к вероятностной, определяющей вероятность истинности этой функции, осуществляется простой заменой x_i на $p(x_i)$, если x_1, \dots, x_n независимы и несовместны. При этих условиях вероятность события y , заключающегося в появлении x_1 или x_2 , имеющих вероятности $p(x_1)$, $p(x_2)$, записываются как $P(y) = P(x_1 \vee x_2) = p(x_1) + p(x_2)$, а вероятность их совместного появления $P(y) = P(x_1 \wedge x_2) = p(x_1)p(x_2)$.

Если слагаемые в функции работоспособности содержат одинаковые сомножители и события x_1, \dots, x_n являются совместными, то при переходе к вероятностной форме используется формула разложения булевой функции и формула расчета вероятности суммы совместных случайных событий [16]:

$$P\left(\sum_{i=1}^n x_i\right) = \sum_{i=1}^n p(x_i) - \sum_{i,j} P(x_i \wedge x_j) + \\ + \sum_{i,j,k} P(x_i \wedge x_j \wedge x_k) - \dots + (-1)^{n-1} P(x_1 \wedge x_2 \wedge \dots \wedge x_n). \quad (7.6)$$

Так, если $y = x_1 + x_2 + x_3$, то

$$P(y) = p(x_1) + p(x_2) + p(x_3) - p(x_1)p(x_2) - p(x_1)p(x_3) - p(x_2)p(x_3) + p(x_1)p(x_2)p(x_3),$$

если $y = x_1x_2 + x_3x_4$, то

$$P(y) = p(x_1)p(x_2) + p(x_3)p(x_4) - p(x_1)p(x_2)p(x_3)p(x_4).$$

Использование формулы разложения булевой функции позволяет сделать слагаемые функции работоспособности несовместными, что упрощает переход к вероятностной форме.

Набору минимальных путей для мостиковой схемы, представленному на рис. 7.2, соответствует функция работоспособности вида $y = x_1x_3 + x_2x_4 + x_1x_5x_4 + x_2x_5x_3$.

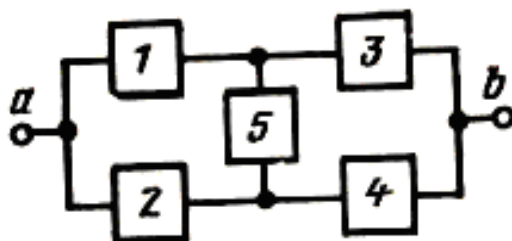


Рис. 7.2. Расчетная схема

При разложении функции относительно пятого элемента она принимает вид:

$$\begin{aligned} y &= x_5(x_1x_3 + x_2x_4 + x_1x_4 + x_2x_3) + \bar{x}_5(x_1x_3 + x_2x_4) = \\ &= x_5[(x_1 + x_2)(x_3 + x_4)] + \bar{x}_5(x_1x_3 + x_2x_4), \end{aligned} \quad (7.7)$$

тогда

$$\begin{aligned} P(y) &= p_5[(p_1 + p_2 - p_1p_2)(p_3 + p_4 - p_3p_4)] + \\ &+ q_5(p_1p_3 + p_2p_4 - p_1p_2p_3p_4). \end{aligned}$$

Используя разложение по x_1, x_2 для (7.3), получаем

$$y = x_1x_2(1 + x_3 + x_4) + x_1\bar{x}_2x_3 + \bar{x}_1x_2x_3 + \bar{x}_1\bar{x}_2 \cdot 0 = x_1x_2 + x_1\bar{x}_2x_3 + \bar{x}_1x_2x_3,$$

поскольку $p(\bar{x}_1) = 1 - p(x_1)$ и $p(\bar{x}_2) = 1 - p(x_2)$, то $P(y) = p_1p_2 + p_1p_3 + p_2p_3 - 2p_1p_2p_3$. При $p_1 = p_2 = p_3 = p$ получаем

$$P(y) = 3p^2 - 2p^3. \quad (7.8)$$

При зависимых событиях x_1, x_2 и $y = x_1 x_2$ переход к вероятностной форме связан с использованием условной вероятности

$$P(y) = P(x_1 \wedge x_2) = p(x_1)p(x_2 / x_1).$$

Рассмотренный метод анализа надежности применим к системам, элементы которых могут находиться только в двух состояниях: работоспособном и неработоспособном. Этот метод трудно использовать при наличии нескольких разновидностей обоих состояний.

Логико-вероятностные методы широко применяют в диагностических процедурах при построении деревьев отказов и определении базисных (исходных) событий, вызывающих отказ системы.

7.2. Структурный метод анализа ремонтпригодности

Структурный анализ надежности сборочной единицы производят с целью определения по данным конструкторской документации всех возможных комбинаций сборочной единицы и выбора наилучшего.

Принцип построения структурных схем надежности узлов по критерию появления предельного состояния [1] рассмотрим на примере зубчатой передачи, корпус которой выполнен в двух вариантах: неразъемным и разъемным.

Структурная схема должна содержать элементы, которые могут соединяться параллельно или последовательно. Последовательно соединяются те элементы, замена которых приводит к полной разборке узла.

Как видно на рис. 7.3, а, замена корпуса 1 приводит к полной подетальной разборке. Такую начальную ситуацию можно выразить в виде структурной формулы $P(T_y) = P_1 P_{2-11}$, в которой положение элементов 2-11 пока неизвестно. Аналогичная ремонтная ситуация возникнет при одновременной замене двух валов 2 и 7, что дает основание для записи структурной формулы в виде

$$P(T_y) = P_1 [1 - (1 - P_2 P_{3-6})(1 - P_7 P_{8-11})].$$

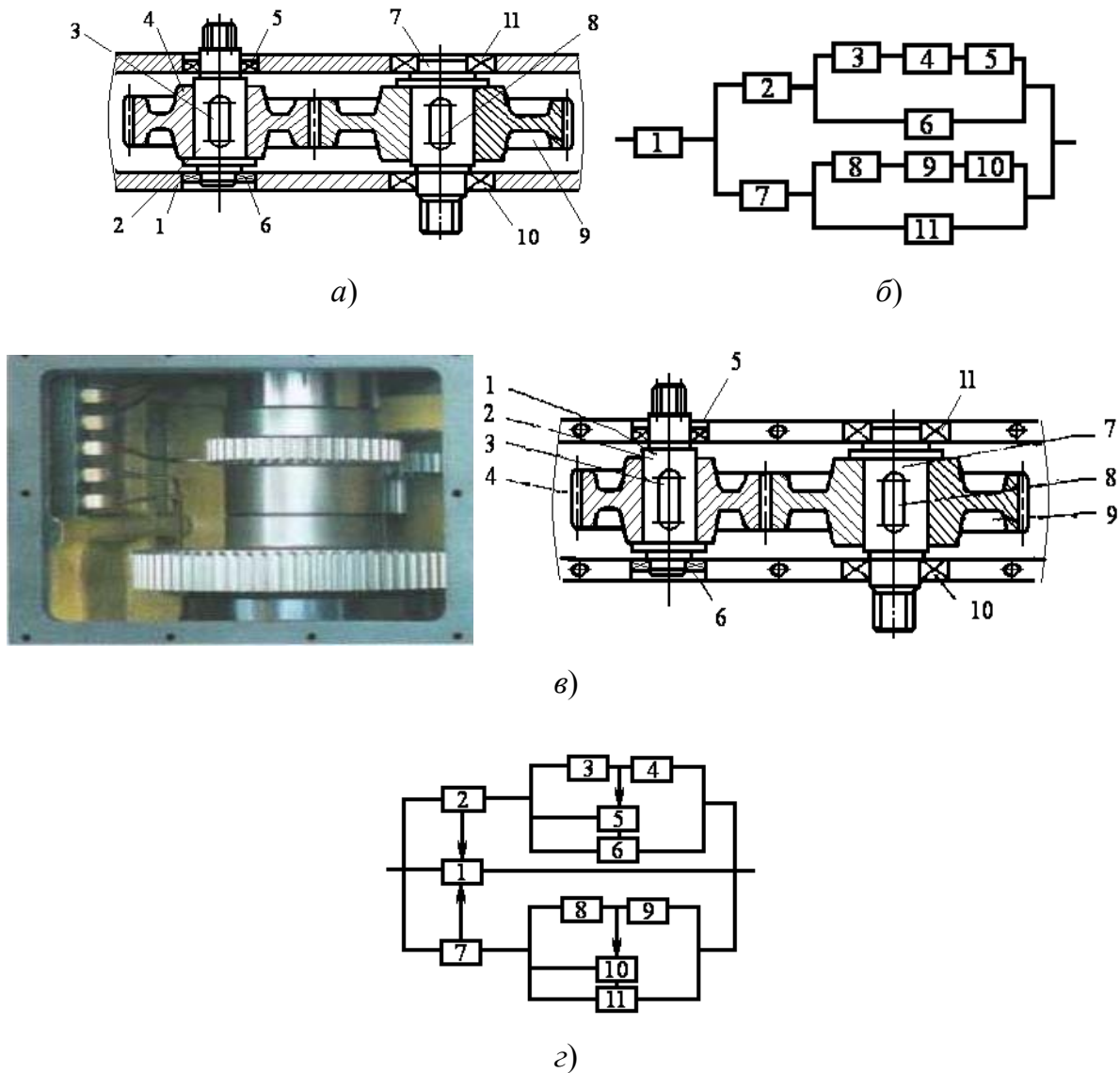


Рис. 7.3. Конструктивная и структурная схемы редуктора с неразъемным корпусом (а, б) и с разъемным корпусом (в, г)

Рассмотрим возможные варианты ремонтных ситуаций, приводящих к полной разборке каждого из валов 2 и 7. Действительно, необходимость полной разборки вала 2 появляется тогда, когда любую из деталей 3–5 потребуется заменить одновременно с подшипником 6. Поэтому структурную формулу для вала 2 запишем в виде

$$P_{3-6} = 1 - (1 - P_3 P_4 P_5)(1 - P_6).$$

Вследствие симметричного расположения деталей вала 2 с деталями 8–11 вала 7 можно считать, что структурная формула для вала 7 будет иметь аналогичный вид

$$P_{8-11} = 1 - (1 - P_8 P_9 P_{10})(1 - P_{11}).$$

Полная структурная схема привода с неразъемным корпусом изображена на рис. 7.3, б.

Если принять $P_1 = P_2 = \dots P_{11} = 0,9$, то $P_{3-6} = 1 - (1 - 0,9^3) \times (1 - 0,9) = 0,973$, $P_{8-11} = P_{3-6} = 0,973$.

$$P(T_y) = 0,9 \left[1 - (1 - 0,9 \cdot 0,973)^2 \right] = 0,88.$$

Если $P_1 - P_{11}$ считать за вероятность безотказной работы каждого элемента, то вероятность его полной разборки за время T_y будет определяться по выражению

$$F(T_y) = 1 - P(T_y) = 1 - 0,88 = 0,12.$$

Рассмотрим теперь второй конструктивный вариант того же привода, но с корпусом, имеющим разъем по осям валов (рис. 7.3, в). Очевидно, что для замены корпуса в этом случае не потребуется полная разборка на детали. Валы в этом случае могут быть сняты в собранном состоянии. Поэтому полная разборка потребуется в случае замены двух валов 2 и 7 одновременно.

Структурную формулу для этого случая можно записать в виде

$$P(T_y) = 1 - (1 - P_2 P_{3-6})(1 - P_7 P_{8-11})(1 - P_1).$$

Если в процессе проектирования принять срок службы корпуса перекрывающим рассматриваемый период наработки, то составляющую $(1 - P_1)$ можно опустить.

Рассмотрим влияние сопряженных с валом 2 деталей 3–6 на полную разборку вала. Из сопоставления конструкции приводов с разъемным и неразъемным корпусами следует, что подшипник 6 имеет одинаковую степень влияния на полную разборку вала. Поэтому, зная его положение в структурной схеме по предыдущему примеру деталей 3–6, вероятность работы без разборки:

$$P_{3-6} = 1 - (1 - P_3 P_4)(1 - P_6).$$

Таким образом, на ремонтпригодность узла низшего порядка (вал 2 в сборке) существенное влияние оказывают соединительный элемент (шпонка 3) и зубчатое колесо 4. Детали 3 и 4 при отказе могут быть заменены только после того, как будет снят подшипник 5. Поэтому на структурной схеме в качестве основных указаны элементы 3 и 4, у которых под стрелкой располагается элемент 5.

Благодаря симметрии валов мы можем записать для деталей, сопряженных с валом 7, выраженные вероятности работы без разборки:

$$P_{8-11} = 1 - (1 - P_8 P_9)(1 - P_{11}).$$

Если принять $P_1 = P_2 = \dots P_{11} = 0,9$, то $P_{8-11} = P_{3-6} = 0,981$ и $P(T_y) = 0,986$.

Таким образом, вероятность работы привода с разъемным корпусом до полной разборки значительно выше, чем с неразъемным корпусом.

7.3. Матричный метод анализа ремонтпригодности

Пусть в сборочной единице имеется n деталей и при необходимости замены детали a_i требуется предварительно снять детали с номером $a_k, a_l \dots a_m$. Такую информацию можно записать в матричном виде

$$a_i(a_k, a_l \dots a_m).$$

Эта матрица позволяет наглядно оценить доступность детали a_j при ее замене. Число номеров в скобках указывает на количество деталей, которые необходимо предварительно снять (независимо от их состояния), чтобы осуществить замену детали a_i .

Обозначим сумму всех снятых деталей через

$$\sum_j = \sum_{i-k}^m a_i.$$

Эта сумма позволяет вычислить коэффициент доступности j -й детали

$$K_{dj} = 1 - \frac{\sum_j - 1}{\sum_j} = \frac{1}{\sum_j}.$$

Для абсолютно доступных деталей $K_{dj} = 1$, для труднодоступных (базовых) деталей $K_{dj} = \frac{1}{n}$, где n – количество деталей в узле.

Оценку ремонтпригодности узла по критерию его полной разборки можно записать в виде:

$$\begin{aligned}
 & a_1(a_2 a_3 \dots a_k); \\
 & a_2(a_4 a_6 \dots a_8); \\
 & \dots\dots\dots \\
 & a_n(a_7 a_9 \dots a_m).
 \end{aligned}$$

Исходную информацию ремонтпригодности узла можно записать в виде матрицы $n \times n$. При этом номера деталей занимают на поле матрицы положения, соответствующие номерам столбцов. Тогда число занятых ячеек в каждой строке \sum_j характеризует доступность детали с номером a_j , а число занятых ячеек в каждом столбце y_j будет определять число возможных случаев попутных съёмов детали с номером a_j при необходимой замене других деталей. Чем больше число y_j , тем большему числу деталей создаются помехи при их замене. Эта характеристика ремонтпригодности деталей может быть оценена коэффициентом помех,

$$K_n = 1 - \frac{1}{y_j},$$

который изменяется в пределах $0 \leq K_{nj} < 1$. Для деталей, не создающих помех при замене других элементов узла, $K_{nj} \rightarrow 0$; для деталей, максимально создающих неудобства при замене других деталей,

$$K_{nj} \rightarrow 1 - \frac{1}{n}.$$

Построенная квадратичная матрица несет исходную упорядоченную информацию, общий массив которой

$$M_1 = \sum_{j=a_1}^n \sum_{j=a_1}^n \sum_{j=a_1}^n y_j.$$

Квадратичные матрицы обладают рядом признаков, с помощью которых удастся распознавать положение каждого элемента узла в структурной схеме надежности.

Рассмотрим три основных признака первичных квадратичных матриц на примерах матриц $n \times n = 6 \times 6$ (рис. 7.4).

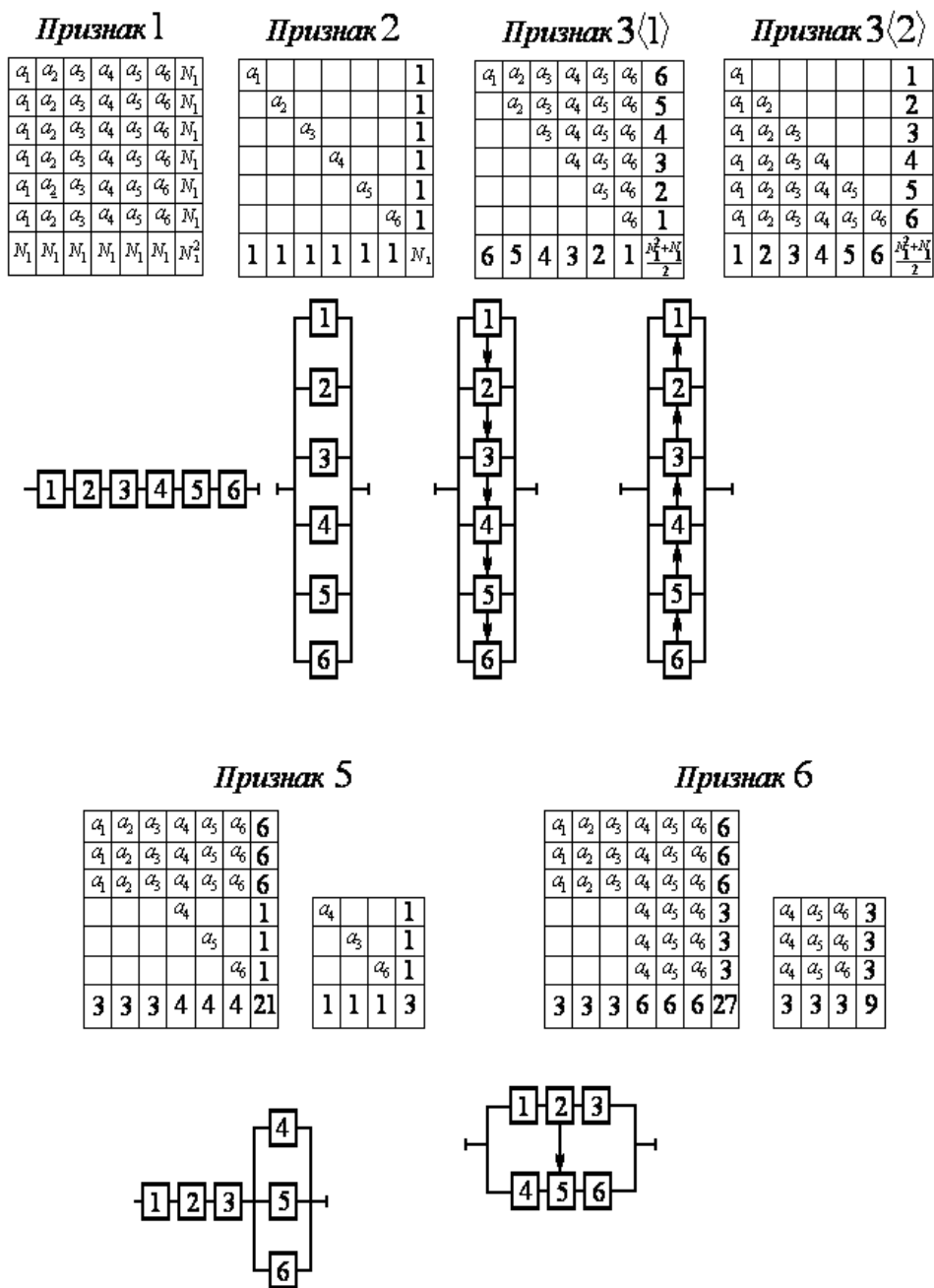


Рис. 7.4. Основные признаки распознавания первичных матриц и соответствующие им структурные схемы

Признак 1. Если у квадратной матрицы заполнены все ячейки и

$$\left. \begin{aligned} \sum_j &= n \\ y_j &= n \\ M_1 &= n^2 \\ i &= 1, 2, \dots, n \end{aligned} \right\}$$

то такая матрица будет полной, а все представленные в ней элементы являются базовыми и в структурной схеме соединены последовательно, при этом

$$K_{dj} = \frac{1}{n}; \quad K_{nj} = 1 - \frac{1}{n}; \quad P(T_y) = \prod_{j=1}^K P_j.$$

Признак 2. Если у квадратной матрицы заполнены только диагональные ячейки, т. е.

$$\left. \begin{array}{l} \sum_j = 1 \\ y_j = 1 \\ M_1 = n^2 \\ i = 1, 2, \dots, n \end{array} \right\},$$

то такая матрица является диагональной, а все представленные в ней элементы обладают абсолютной доступностью и в структурной схеме соединены параллельно, при этом:

$$K_{dj} \rightarrow 1; \quad K_{Rnj} \rightarrow 0;$$

$$P(T_y) = 1 - \prod_{j=1}^K (1 - P_j).$$

Признак 3. Если у квадратной матрицы заполнены все ячейки справа (или слева) от диагонали, то в первом случае

$$\begin{array}{ll} \sum_1 = n; & Y_1 = 1; \\ \sum_2 = n - 1; & Y_2 = 2; \\ \dots & \dots \\ \sum_{n-1} = 2; & Y_{n-1} = n - 1; \\ \sum_n = 1; & Y_n = n; \end{array}$$

$$M = \frac{n + n^2}{2},$$

а во втором случае

$$\begin{aligned} \sum_1 &= 1; & Y_1 &= n; \\ \sum_2 &= 2; & Y_2 &= n-1; \\ & \dots & & \dots \\ \sum_{n-1} &= n-1; & Y_{n-1} &= 2; \\ X_n &= n; & Y_n &= 1; \\ M &= \frac{n+n^2}{2}, \end{aligned}$$

то такие матрицы являются медианными, у которых в первом случае по мере возрастания номеров деталей их коэффициенты доступности и коэффициенты помех монотонно растут:

$$K_{dj} \rightarrow 1 \text{ при } i \rightarrow n; K_{nj} \rightarrow 1 - \frac{1}{n} \text{ при } j \rightarrow n.$$

При этом $P(T_y) = P_1$, а во втором случае коэффициенты помех монотонно убывают

$$K_{dj} \rightarrow \frac{1}{n} \text{ при } j \rightarrow n; K_{nj} \rightarrow 0 \text{ при } j \rightarrow n \text{ и } P(T_y) = P_n.$$

При этом в каждом случае в ряду одноименных коэффициентов нет одинаковых значений. Структурная схема представлена базовым элементом с признаком $\sum_j = n$ и $y_j = 1$, у которого под стрелкой полагаются элементы в последовательности убывания значений \sum_j .

Вышеперечисленные схемы являются базисными, из комбинаций которых обычно составляют сложные конфигурации структурных схем различных сборочных единиц.

Признак 4. Если первичная матрица не имеет трех первых признаков, а ее внешние характеристики находятся в интервалах:

$$\begin{aligned} 1 \leq \sum_j \leq n; \quad 1 \leq y_1 \leq n; \\ n < M < \frac{n+n^2}{2}; \quad j = 1, 2, \dots, n, \end{aligned}$$

то такая матрица представляет сложную структурную схему надежности сборочной единицы.

Признак 5. Если первичная матрица обладает признаком 4 и среди членов ряда \sum_j и ряда y_j есть такие, которые удовлетворяют условию

$$\sum_1^1 = \sum_1^2 = \dots = \sum_l^1 = n;$$

$$Y_1^1 = Y_2^1 = \dots = Y_l^1 = l,$$

и замена всех оставшихся элементов равносильна замене базового элемента

$$\left(\sum_{j=l+1}^n \{a_j\} \right) = n; j = 1, 2, \dots, n,$$

то элементы с номерами a_1, a_2, \dots, a_l являются базовыми и в структурной схеме соединены между собой последовательно. Зная информацию о числе базовых элементов, можно записать структурную формулу в виде

$$P(T_y) = \left(\prod_{j=1}^l P_j \right) m_{(l+1)-n}.$$

Оставшаяся группа элементов выделяется во вторичную матрицу, внешние характеристики которой определяются по следующим зависимостям:

$$n_2 = n_1 - l; \quad \sum_j^{(2)} = \sum_j^{(1)}; \quad Y_j^{(2)} = Y_j^{(1)} - l;$$

$$M_2 = M_1 - n_1 l_1; \quad j = (l+1), (l+2), \dots, n_1.$$

Если вторичная матрица обладает одним из трех первых признаков, то структурная схема полностью определена. В нашем случае вторичная матрица обладает признаком 2. Поэтому можно записать

$$P(T_y) = \prod_{j=1}^l P_j \left[1 - \prod_{j=l+1}^n (1 - m_j) \right].$$

Признак 6. Если первичная матрица обладает некоторыми свойствами признака 5, но среди членов ряда $\sum_j^{(1)}$ и ряда $y_j^{(1)}$ есть такие, которые удовлетворяют условиям (рис. 7.4):

$$\sum_1^{(1)} = \sum_2^{(1)} = \dots = \sum_{l_1}^{(1)} = n;$$

$$\begin{aligned}
Y_1^{(1)} &= Y_2^{(1)} = \dots = Y_{l_1}^{(1)} = l_1; \\
\sum_{l_1+1}^{(1)} &= \sum_{l_1+2}^{(1)} = \dots = \sum_{S_1}^{(1)} = S_1; \\
Y_{l_1+1}^{(1)} &= Y_{l_1+2}^{(1)} = \dots = Y_{S_1}^{(1)} = N_1; \\
\{a_{l_1+1} \cup a_{l_1+2} \cup \dots \cup a_{S_1}\} &= S_1; \\
l_1 + S_1 &= n,
\end{aligned}$$

то элементы с номерами a_1, a_2, \dots, a_{l_1} соединены между собой последовательно и у них под общей стрелкой расположены соединенные между собой последовательно элементы с номерами $a_{l_1+1}, a_{l_1+2}, \dots, a_n$.

$$\text{В нашем примере имеем } P(T_y) = \prod_{j=1}^{l_1} P_j.$$

При этом характеристики вторичной матрицы (для элементов, находящихся под стрелкой в структурной схеме) будут определяться по следующим зависимостям:

$$\begin{aligned}
n_2 &= n_1 - l_1; \quad \sum_j^{(2)} = \sum_j^{(1)}; \quad Y_j^{(2)} = Y_j^{(1)} - l_1; \\
M_2 &= M_1 - n(S_1 + l_1) + S_1 l_1; \quad j = (l_1 + 1), (l_1 + 2), \dots, n_1.
\end{aligned}$$

Легко убедиться, что вторичная матрица для элементов под стрелкой в нашем случае обладает признаком 1.

Характеристики вторичной матрицы для базовых элементов определяют по зависимостям

$$\begin{aligned}
n_2 &= n_1 - S_1; \quad \sum_j^{(2)} = \sum_j^{(1)} - S_1; \quad Y_j^{(2)} = Y_j^{(1)}; \\
M_2 &= M_1 - n_1(S_1 + l_1) + S_1 l_1; \quad j = 1, 2, \dots, l_1.
\end{aligned}$$

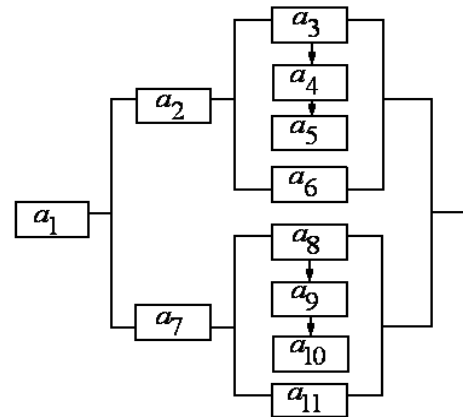
Поскольку по признаку 6 $l_1 + S_1 = n_1$, то вторичная матрица также обладает признаком 1.

Аналогично могут быть получены признаки первичных квадратных матриц любой сложности, из которых путем последовательного построения матриц более высокого порядка будут выделены матрицы с первыми тремя признаками.

Пример. Для двух конструктивных вариантов узла, изображенно-го на рис. 7.3, составим таблицы и структурные схемы (рис. 7.5 и 7.6).

a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8	a_9	a_{10}	a_{11}	11
	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6						5
		a_3	a_4	a_5							3
			a_4	a_5							2
				a_5							1
					a_6						1
						a_8	a_8	a_9	a_{10}	a_{11}	5
							a_8	a_9	a_{10}		3
								a_9	a_{10}		2
									a_{10}		1
										a_{11}	1
1	2	3	4	5	3	2	3	4	5	3	

а)



б)

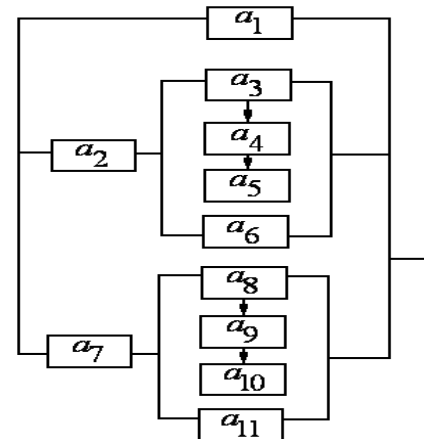
Рис. 7.5. Таблица ремонтпригодности узла с неразъемным корпусом (а) и структурная схема к ней (б)

Расчетная формула

$$P(T_y) = P_1 [1 - (1 - P_2(1 - P_3)(1 - P_6))(1 - P_7)(1 - (1 - P_8)(1 - P_{11}))].$$

a_1											1
	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6						5
		a_3	a_4	a_5							3
			a_4	a_5							2
				a_5							1
					a_6						1
						a_8	a_8	a_9	a_{10}	a_{11}	5
							a_8	a_9	a_{10}		3
								a_9	a_{10}		2
									a_{10}		1
										a_{11}	1
1	1	2	3	4	2	1	2	3	4	2	

а)



б)

Рис. 7.6. Таблица ремонтпригодности узла с разъемным корпусом (а) и структурная схема к ней (б)

Расчетная формула

$$P(T_y) = 1 - (1 - P_1)(1 - P_2(1 - (1 - P_3)(1 - P_6)))(1 - P_7(1 - (1 - P_8)(1 - P_{11}))).$$

7.4. Анализ ремонтпригодности по трудоемкости

При оценке ремонтпригодности оборудования по трудоемкости необходимо определить общую трудоемкость работ по справочнику или нормативам. При этом учитываются только составляющие, раскрывающие принятые конструкторские решения.

Тогда трудоемкость

$$T = T_{\text{подг}} + T_{\text{разб}} + T_{\text{сбор}} + T_{\text{закл}},$$

где $T_{\text{подг}}$, $T_{\text{разб}}$, $T_{\text{сбор}}$ и $T_{\text{закл}}$ – соответственно трудоемкости подготовительных работ, разборки, сборки и заключительных работ.

Численные значения составляющих определяют по нормативам слесарных работ.

Трудоемкость ремонтных работ для любого i -го узла:

$$T_i = T_{\text{подг}_i} + T_{\text{разб}_i} + T_{\text{сбор}_i} + T_{\text{закл}_i}.$$

Ранг ремонтных работ:

$$\alpha = \frac{T_i}{T}.$$

Затем формируется структурная схема. Если ранг ремонтных работ $\alpha \geq 0,7$, то такие элементы в структурной схеме соединяются последовательно; если $\alpha \leq 0,7$, то формируются ремонтные комплекты, для которых $\alpha \geq 0,7$, а входящие в них составляющие в схеме соединятся параллельно.

Например, оборудование состоит из семи узлов, ранги ремонтных работ которых соответственно равны:

$$\alpha_1 = 0,7; \alpha_2 = 0,8; \alpha_3 = 0,4; \alpha_4 = 0,3;$$

$$\alpha_5 = 0,2; \alpha_6 = 0,5; \alpha_7 = 0,9.$$

В этом случае структурная схема будет иметь вид, приведенный на рис. 7.7.

Используя полученную структурную схему, составляется структурное уравнение, которое будет иметь вид:

$$P = P_1, P_2, P_7 [1 - (1 - P_3)(1 - P_4)] [1 - (1 - P_5)(1 - P_6)].$$

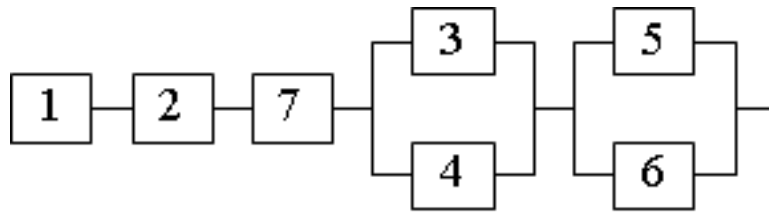


Рис. 7.7. Структурная схема ремонтпригодности станка

Используя полученное выражение, можно определить относительную вероятность работы станка без капитального ремонта. Выбрав другой конструктивный вариант, составляется для него структурная схема и рассчитывается относительная вероятность, по которым выбирается наилучший вариант.

7.5. Обеспечение надежности станков

Специфика мероприятий общемашиностроительного направления определяется работой многих узлов станков в условиях повышенного трения: в зоне попадания стружки, абразивной пыли, окалины и в условиях переменных режимов, в том числе с малыми скоростями, при которых гидродинамическое трение не обеспечивается.

К наиболее важным из них следует отнести: отказ от открытых пар трения и совершенствование защиты; применение пар качения и гидростатических, включая подшипники, направляющие, пары «винт – гайка» и др.; широкое применение закалки токами высокой частоты и других видов поверхностных упрочнений; применение материалов, обладающих необходимой износостойкостью и сопротивлением заеданию в условиях несовершенного трения и загрязненной смазки; применение новых полимерных материалов, в частности для направляющих – материалов на основе фторопласта (с наполнителем бронзой, дисульфидом молибдена и др.), композиционных быстротвердеющих материалов на основе эпоксидных смол и др.

Проведение мероприятий по повышению *точностной надежности* продиктовано перечисленными ранее факторами, определяющими эту надежность. Для уменьшения влияния износа на точностную надежность и долговечность станков применяют предварительный натяг; компенсацию и самокомпенсацию износа; направление вектора смещений при износе и деформаций в сторону, мало влияющую на точность (оптимизация форм трущихся пар); перенос износа на детали

или поверхности, мало влияющие на точность (введение отдельного механизма подачи для нарезания резьбы, отдельных направляющих для задней бабки и т. д.).

Мероприятия по повышению *надежности автоматизированного производства*: оптимизация структуры автоматических линий и автоматизированных участков; включение автоматизированных устройств контроля и измерения точности обработки деталей; применение научно обоснованных методик приемо-сдаточных испытаний по параметрам надежности и производительности; внедрение систем сбора и анализа отказов по сигналам от операторов; применение автоматизированной диагностики причин отказов и технического состояния станков с ЧПУ автоматизированных участков и др.

ГЛАВА 8. НЕСУЩАЯ СИСТЕМА И НАПРАВЛЯЮЩИЕ СТАНКОВ

8.1. Назначение несущей системы и требования к ней

Пространственное расположение инструмента и заготовки под воздействием сил резания, собственного веса узлов и температурных воздействий обеспечивается несущей системой станка.

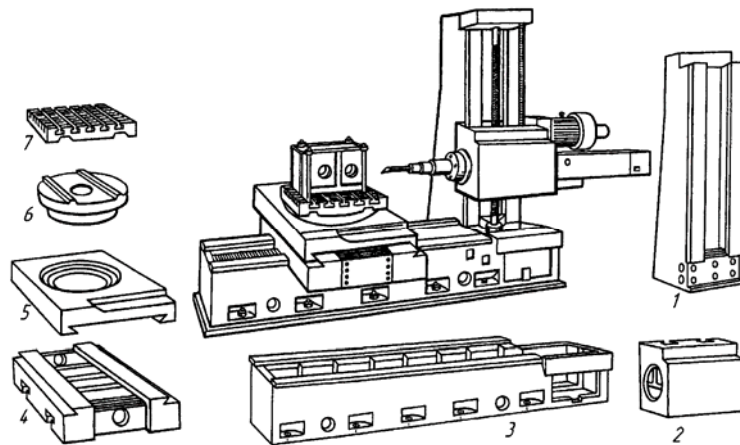
Несущая система включает в себя: корпусные детали (станины, основания, стойки, колонны, корпуса шпиндельных бабок и т. п.), а также каретки, суппорты, планшайбы, ползуны, траверсы и др. (рис. 8.1).

Многообразие корпусных деталей несущей системы велико как по форме, так и по габаритам, массе и назначению (рис. 8.2). Название базовых деталей отражает функциональное предназначение того или иного узла.

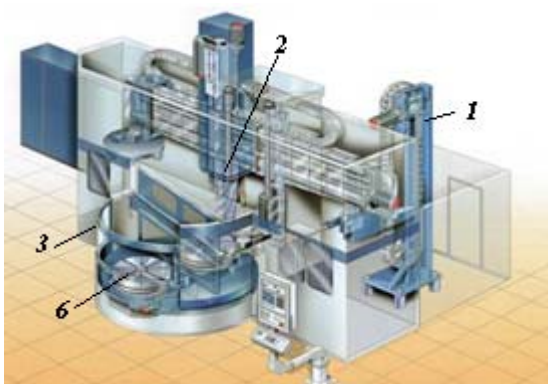
По своей форме базовые детали можно условно подразделить на три группы: брусья – детали, у которых один габаритный размер больше двух других; пластины – детали, у которых один размер значительно меньше двух других; коробки – детали с габаритными размерами одного порядка. Такое представление базовых деталей облегчает процесс схематизации в расчетах их на прочность и жесткость. В этом случае предварительные расчеты производятся на основе соотношений из курса «Сопромат». Кроме этого такой подход позволяет упрощенно анализировать базовые детали по технологичности на этапе проектирования.

Базовые узлы станков должны иметь:

- высокую точность изготовления всех ответственных поверхностей для обеспечения требуемой геометрической точности станка;
- высокую жесткость, определяемую контактными деформациями подвижных и неподвижных стыков 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 сохранять первоначальную точность в течение заданного срока эксплуатации.



a)



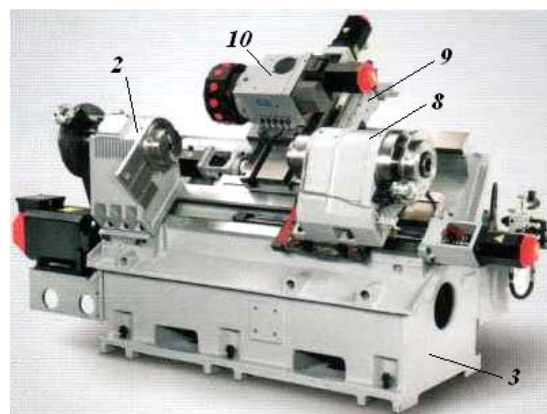
б)



в)



г)



д)

Рис. 8.1. Базовые детали станков:

а – фрезерно-расточного; б – токарно-карусельного;

в, г – обрабатывающих центров; д – токарного с ЧПУ:

1 – стойка; 2 – шпиндельная бабка; 3 – станина; 4 – нижние салазки;

5 – верхние салазки; 6 – стол; 7 – монтажная плита (спутник);

8 – контршпиндель; 9 – суппорт; 10 – револьверная головка

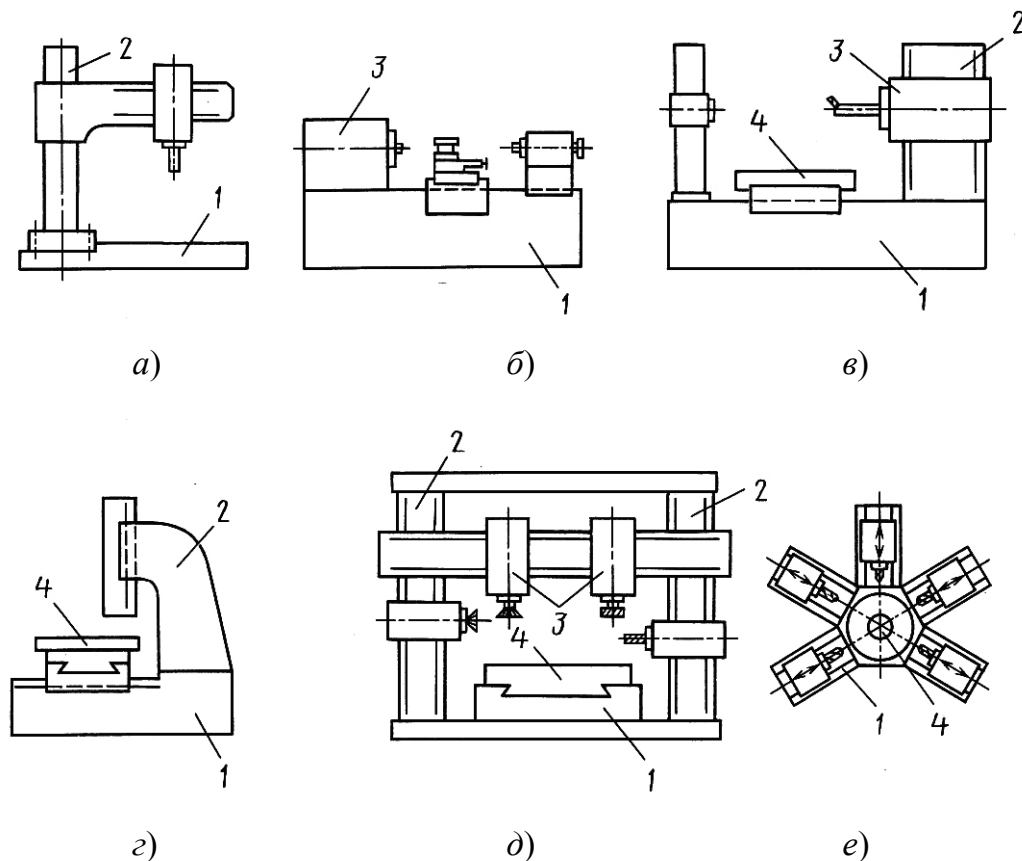


Рис. 8.2. Упрощенное изображение различных станков:
 а – радиально-сверлильный; б – токарный;
 в – горизонтально-расточной; г – долбежный;
 д – продольно-фрезерный; е – агрегатный;
 1 – станина; 2 – стойка; 3 – шпиндельная бабка; 4 – стол

Кроме этого базовые детали должны иметь малые температурные деформации, из-за которых могут произойти относительные смещения между инструментом и заготовкой.

8.2. Материалы для базовых деталей

Основными материалами для базовых деталей, удовлетворяющими условиям стабильности размеров, жесткости и виброустойчивости, являются чугуны и низкоуглеродистые стали. Значительно реже применяется бетон, да и то в качестве материала для оснований или станин.

Чугун – наиболее распространенный материал для базовых деталей. Чаще всего применяется чугун марки СЧ15. Он обладает хорошими литейными свойствами, мало коробится, но имеет сравнительно низкие механические свойства. Применяется для изготовления

оснований большинства станков, салазок, столов, корпусов задних бабок, тонкостенных отливок с большими габаритами небольшой массы и других деталей сложной конфигурации при недопустимости сильного коробления и невозможности подвергнуть их старению.

При повышенных требованиях к износостойкости направляющих, выполненных за одно целое с базовой деталью, применяют также чугун марки СЧ21. Его широко используют для изготовления станин и других ответственных деталей прецизионных станков. Значительно реже применяются чугуны марок СЧ32 и СЧ36. Обладая высокой прочностью и износоустойчивостью, они имеют плохие литейные качества, поэтому их не рекомендуют для базовых деталей сложной формы и крупногабаритных. Они нашли свое применение в блоках и плитах многошпиндельных станков, в станинах токарных, револьверных, для базовых деталей станков-автоматов и других интенсивно нагруженных станков.

Используют в базовых деталях станков и легированные чугуны с присадками никеля, хрома, магния, ванадия и других элементов.

Следует помнить, что в литых чугунных изделиях образуются остаточные напряжения, которые могут привести к короблению базовых деталей и нарушению точности станка. Для снятия этих напряжений в станкостроении существуют различные методы старения: естественное старение, тепловая обработка, метод термоударов, отжиг, вибрационное старение, статическая перегрузка и др.

Сталь низкоуглеродистая применяется при изготовлении сварных базовых деталей относительно простой формы. Сварные базовые детали делают при мелкосерийном и индивидуальном характере производства и широко применяют их в станках, работающих при ударных и очень больших нагрузках.

Достоинства сварных конструкций по сравнению с литыми чугунными в значительно меньшей массе при той же жесткости, поскольку модуль упругости стали почти в два раза выше модуля упругости чугуна (табл. 8.1), в возможности применения более совершенных форм с точки зрения жесткости, исправления дефектов конструкции, в меньшей трудоемкости механической обработки и ускорении производства. При этом используется в основном листовая сталь марок Ст3 или Ст4 сравнительно большой толщины (8–12 мм). Тонкостенные базовые детали имеют толщину стенок 3–6 мм, позволяют получить максимальную экономию металла, но технологически сложны из-за большого числа перегородок и ребер. Применение конструкционных фасонных

профилей в сварных станинах позволяет существенно снизить трудоемкость их изготовления.

Бетон имеет то положительное свойство, что он хорошо гасит вибрации, а это увеличивает динамическую жесткость станка.

Таблица 8.1

Основные показатели материалов

Физическая характеристика	Чугун серый	Сталь	Бетон	Полимербетон
Удельный вес, Н/дм ³	70–72	77–79	18–24	20–24
Модуль упругости $E \cdot 10^4$, Н/мм ²	11,3–11,6	19,5–20,5	1,4–4,0	3,6–5,0
Коэффициент теплового расширения α , град ⁻¹	8,0–10,4	10–13	11–14	15–18
Теплопроводность, Вт/(м · град)	45–52	80	0,3–0,9	0,5–1,9
Предел прочности σ_v , Н/мм ²	100–300	400–1300	5–60	15–120
Логарифмический декремент затуханий колебаний	0,0045	0,0023	0,02	0,02

Кроме того, большая по сравнению с чугуном тепловая инерция делает бетон менее чувствительным к колебаниям температуры. Хотя модуль упругости бетона меньше, чем чугуна (табл. 8.1), ту же жесткость бетонной станины можно достичь увеличением толщины стенок.

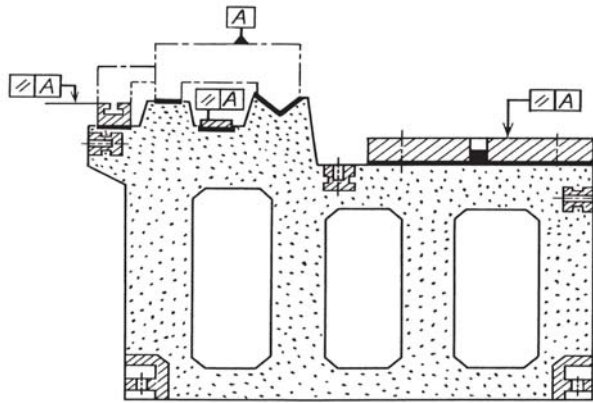
Масса при этом остается в допустимых пределах, так как удельный вес бетона составляет только треть удельного веса серого чугуна.

В бетонных станинах направляющие и элементы крепления базовых деталей залиты в бетон. Силовое замыкание происходит непосредственно через бетон, обеспечивая эффективное гашение вибраций.

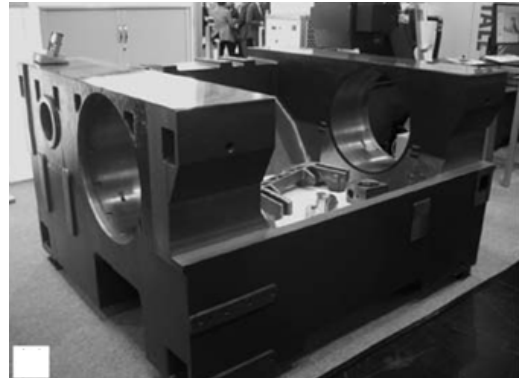
Вместе с тем необходимо учитывать, что бетон после схватывания поглощает влагу, что влечет за собой изменение объема, а попадание масла на бетон повреждает его, т. е. необходимы мероприятия по защите бетона от влаги и попадания масла.

В станинах тяжелых станков находит применение железобетон. Обеспечивая такую же жесткость, как и чугунная станина, железобетон дает экономию металла примерно на 40–60 %.

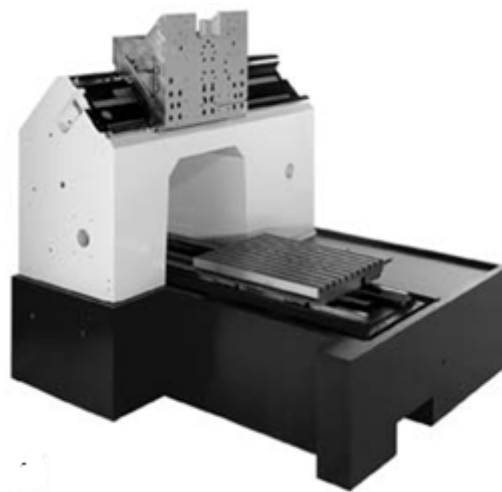
На некоторых станкозаводах освоена технология изготовления базовых деталей из полимербетона (рис. 8.3). Он включает в себя наполнитель в виде кварца (силикат), мраморную или гранитную крошку и связующий материал – эпоксидную, акриловую или метакриловую смолу с отвердителем.



а)



б)



в)

Рис. 8.3. Станины станков из полимербетона:
а – токарного; б, в – обрабатывающих центров

Обладая достоинствами бетонной станины, полимербетоны не боятся воздействия масла и влаги.

8.3. Анализ конструкций базовых деталей несущей системы

Базовые детали чаще всего нагружены изгибающими и крутящими моментами, поэтому их целесообразно делать пустотелыми с замкнутым профилем. Главный принцип при конструировании – наилучшее использование материала. Как известно, замкнутые профили обладают более высокими значениями моментов инерции на кручение, а значит имеют более высокую крутильную жесткость по сравнению с разомкнутыми такой же массы.

Основные типы сечений горизонтальных станин представлены на рис. 8.4. Все сечения, кроме представленного на рис. 8.4, *ж*, применяются при необходимости отвода большого количества стружки и охлаждающей жидкости. Станины с двойными стенками (рис. 8.4, *з*) в 1,3–1,4 раза жестче, чем станины с одинарными стенками (рис. 8.4, *в*). Внутренние полости между стенками часто выполняют замкнутыми и оставляют в них стержневую смесь. Сыпучий материал во внутренней полости повышает демпфирующие свойства станины. Применяются также станины, у которых отвод стружки производится через окна в задней стенке (рис. 8.4, *д*). Станины с наклонной задней стенкой и расположением направляющих на разном уровне (рис. 8.4, *е*) обладают высокой жесткостью и хорошими условиями для отвода стружки, но в этом случае усложняется конструкция суппортов.

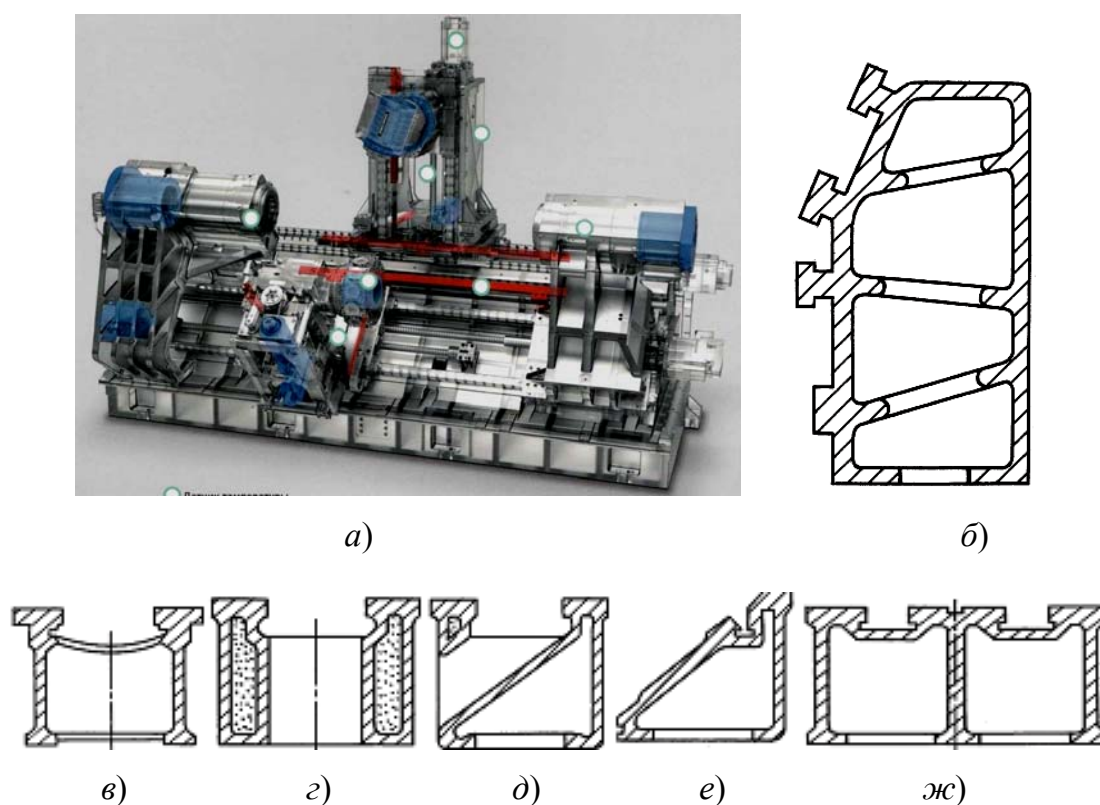


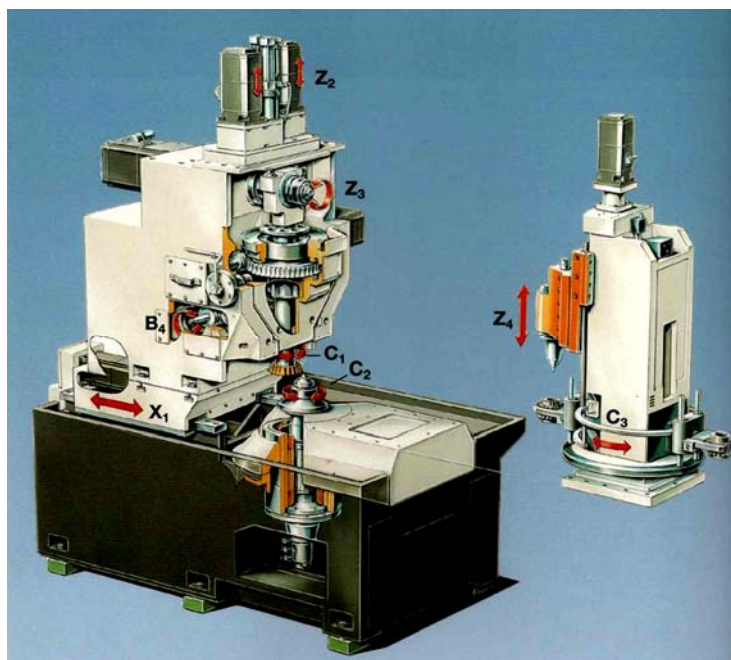
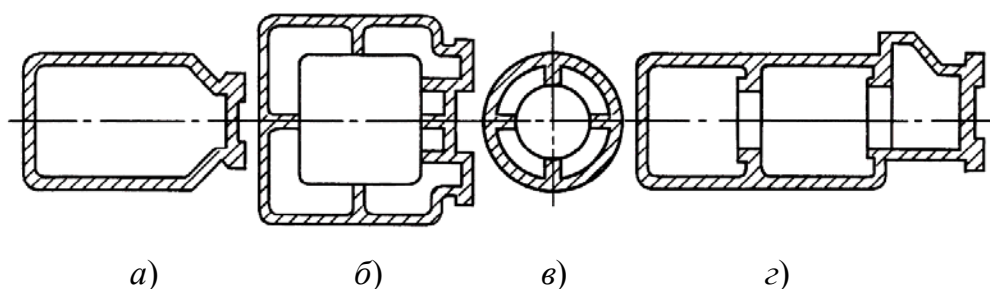
Рис. 8.4. Типы станин:

а – 3D модель станка; *б* – станина станка с ЧПУ; *в* – универсального токарного; *з* – с двойными стенками; *д*, *е* – с улучшенным отводом стружки; *ж* – тяжелых станков

Тяжелые станки (токарные, продольно-строгальные, продольно-фрезерные, расточные) имеют сечение станин по типу показанных на рис. 8.4, *ж*. При отсутствии защитных устройств отвод стружки про-

изводится через наклонные люки в станине. Сечения типа рис. 8.4, *а*, *б* применяются в высокопроизводительных станках и станках с программным управлением.

Форма сечений вертикальных станин (стоек) зависит от действующих на нее сил. Стойки, испытывающие нагрузки в плоскости симметрии, имеют профиль сечения, показанный на рис. 8.5, *а*, *г*. Если же нагрузка пространственная, то профиль сечения стоек выполняют близким к квадрату (рис. 8.5, *б*), что обеспечивает повышенную жесткость на кручение. Наконеч, стойки станков имеют круглое сечение (рис. 8.5, *в*), если, например, необходимо обеспечить поворот узлов относительно оси стойки.



д)

Рис. 8.5. Типы вертикальных станин (стоек):
а, *г* – испытывающие нагрузки в плоскости симметрии;
б – испытывающие пространственные нагрузки;
в – обеспечивающие поворот узлов относительно оси;
д – 3D модель станка

Увеличения жесткости стоек добиваются с помощью поперечных и продольных ребер. Во избежание коробления стенок расстояние между ребрами не должно быть более 400 мм.

На рис. 8.6, *а* схематично показана деформация профиля стойки станка в разных сечениях при кручении, а на рис. 8.6, *б*, *в* – варианты расположения ребер внутри базовой детали. У большинства станков момент сил, действующих на стойку у основания, больше, чем сверху, поэтому стойки часто выполняют расширяющимися книзу, хотя бы в одной плоскости.

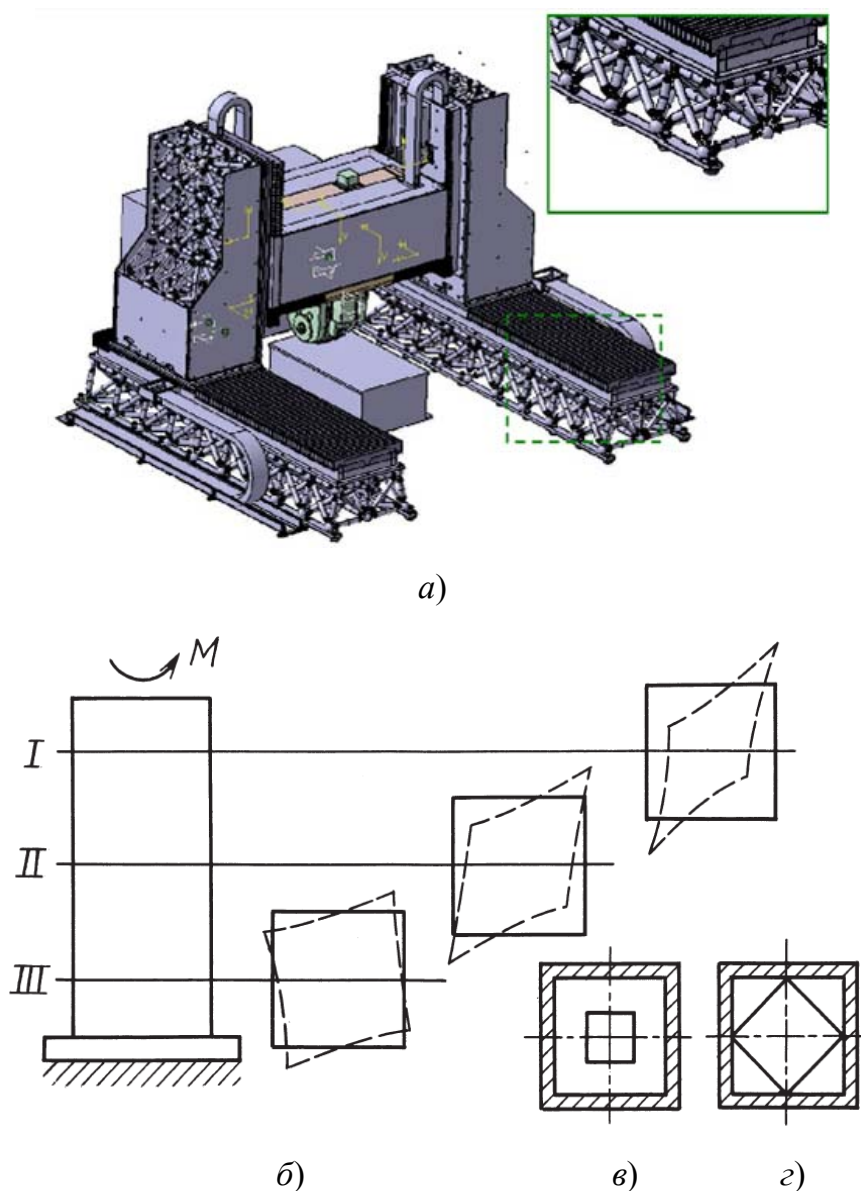


Рис. 8.6. Искажение контура стойки при кручении: *а* – расчетная схема; *б* – схема деформации сечения; *в*, *г* – варианты расположения ребер

Плиты служат для повышения устойчивости станков с вертикальными станинами и применяются в тяжелых расточных, радиально-сверлильных, консольно-фрезерных и др. Конструктивно плиты выполняют в виде пластины с системой стенок и ребер или двух пластин, скрепленных стенками и ребрами. Высота плит не должна быть меньше одной десятой длины плиты.

Коробчатые базовые детали – шпиндельные бабки, коробки скоростей, коробки подач и т. п. – чаще имеют форму параллелепипеда, реже – цилиндрическую форму (многошпиндельные токарные автоматы). Жесткость коробок повышают за счет увеличения жесткости стенок непосредственно в месте приложения нагрузки путем постановки бобышек и ребер. Однако увеличение диаметра бобышек сверх 1,4–1,6 диаметра отверстия и высоты бобышки сверх 2,5–3 толщины стенки большого эффекта не дает. Отверстия в стенках снижают жесткость коробок пропорционально соотношению площадей отверстия и стенки.

Базовые узлы типа *суппортов* и *салазков* предназначены для перемещения заготовки или инструмента и имеют обычно две системы направляющих. Конструктивно формы суппортов и салазков определяются формой и расположением направляющих, конструкцией регулирующих элементов и механизма привода, требованиями к габаритам по высоте. При конструировании салазков и суппортов приходится учитывать противоречивые требования: уменьшение массы и габаритов по высоте, с одной стороны, и увеличение жесткости, которое достигается увеличением высоты салазков, с другой. Местные деформации планок и направляющих от силы F , как, например, на рис. 8.7, можно уменьшить рациональным расположением ребер. Расчет производится методом конечных элементов.

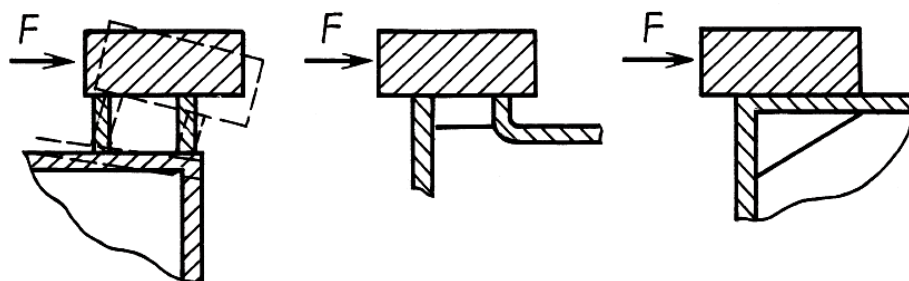


Рис. 8.7. Деформация направляющей при боковом усилии и способы расположения ребер, снижающих отгиб направляющей

Столы служат для поддержания и перемещения заготовок при обработке и подразделяются на подвижные и неподвижные. Подвижные столы имеют одну систему направляющих, т. е. перемещаются в одном направлении. Неподвижные для поддержания изделий и подвижные консольные столы имеют коробчатую форму с внутренними перегородками и ребрами, повышающими их жесткость. Фрезерные, продольно-фрезерные, шлифовальные и другие станки имеют подвижные столы прямоугольной формы. Их жесткость определяется, главным образом, высотой. Отношение высоты стола к ширине у продольно-фрезерных станков считается оптимальным в пределах 0,14–0,16. В прецизионных станках движущийся стол не должен свисать с направляющих станины даже в своих крайних положениях.

Подвижные столы круглой формы имеют станки карусельные, зуборезные и др. Круглые столы (планшайбы) карусельных станков диаметром более 1000 мм выполняются коробчатыми с радиальными и кольцевыми ребрами. Рабочие поверхности столов снабжаются системой параллельных или иногда взаимно перпендикулярных точно обработанных Т-образных пазов для установки и крепления различных приспособлений. Размеры этих пазов стандартизованы.

В большинстве конструкций базовых деталей в стенках предусматриваются окна и вырезы по технологическим соображениям, а иногда и для размещения внутри них некоторых вспомогательных устройств (элементов систем смазки и охлаждения, противовесов).

Они сильно снижают жесткость базовых деталей, особенно крутильную. Для обеспечения высокой жесткости базовые детали снабжают ребрами и перегородками (рис. 8.8). Реже встречаются местные утолщения и приливы, так как по литейным соображениям следует стремиться к равной толщине стенок всей конструкции.

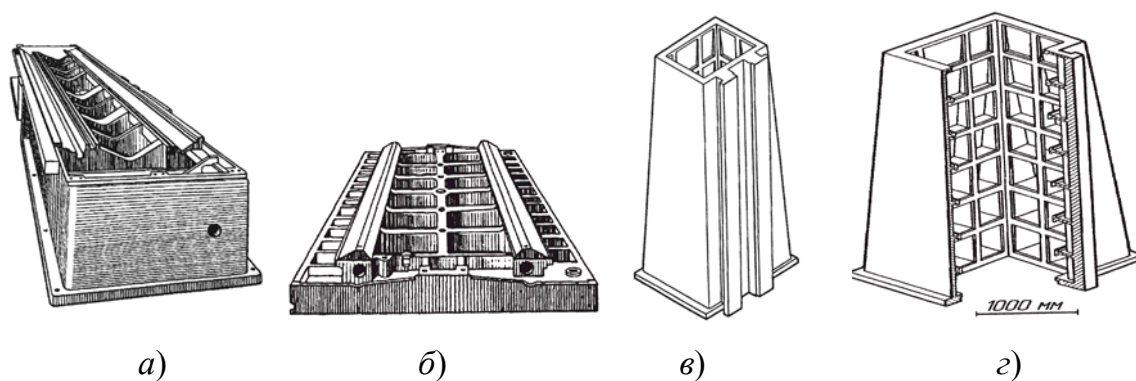


Рис. 8.8. Примеры ребрения и устройства перегородок в базовых деталях:

a – станины; *б* – стола; *в*, *г* – стойки

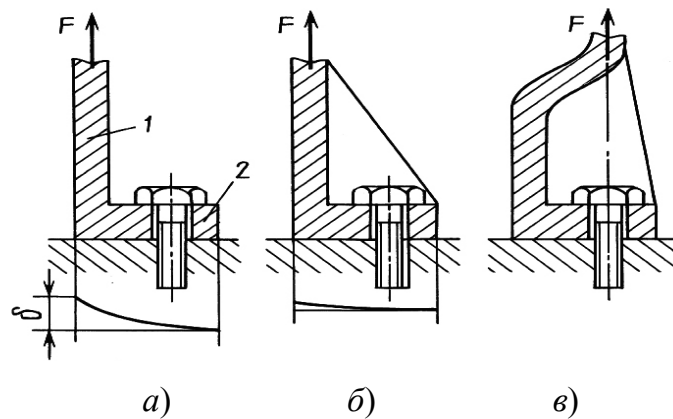


Рис. 8.9. Деформация крепежной полки и способы ее уменьшения

Уменьшения деформаций очень часто можно достичь конструктивными мерами, обеспечивая элементы базовых деталей работой на растяжение-сжатие вместо изгиба и кручения. Так, отгиб δ крепежной полки 2 от силы F (рис. 8.9, а) можно уменьшить приближением болтов к стенке 1; введением ребра, подпирающего стенку и полку в зоне болтов (рис. 8.9, б); расположением болтов в плоскости стенок (рис. 8.9, в). Последнее мероприятие усложняет конструкцию, но полностью устраняет изгибные деформации основания полки. Базовые узлы станков рассчитывают на жесткость и температурные деформации, оценивая их влияние на точность обработки.

8.4. Основные типы направляющих и требования к ним

Система направляющих и приводов подачи станков предназначена для перемещения инструмента, заготовки и связанных с ними узлов по заданной траектории с требуемой точностью. В общем случае траектория образуется как сочетание прямолинейных и круговых движений, и соответственно выделяются направляющие прямолинейного и кругового перемещения.

В металлорежущих станках применяются направляющие скольжения, качения, гидростатические, аэростатические. В настоящее время примерно в 95 % станков используются направляющие первого и второго типов. Достаточно часто направляющие разных типов объединяют в одну конструкцию с целью сочетать их достоинства. Такие направляющие называют комбинированными.

Направляющие всех типов могут быть как замкнутыми, так и разомкнутыми. Замкнутые направляющие имеют вспомогательные грани, помогающие воспринимать опрокидывающие моменты. Конструкция

разомкнутых направляющих значительно проще, но они не могут воспринимать большие опрокидывающие моменты, так как противодействие таким нагрузкам обеспечивается только за счет массы перемещаемого узла. Соответственно они могут быть расположены только в горизонтальной плоскости и используются, как правило, в сочетании с замкнутыми направляющими.

Достоинства направляющих скольжения – высокая контактная жесткость и хорошие демпфирующие свойства. Кроме этого они обеспечивают надежную фиксацию подвижного узла станка после его перемещения в заданную позицию. Однако непосредственный контакт сопряженных поверхностей в направляющих скольжения является причиной непостоянства и большой величины сил сопротивления. В зависимости от нагрузки, скорости, типа системы смазывания и количества смазочного материала направляющие могут работать в режиме сухого, граничного и полужидкостного трения.

У направляющих скольжения существенно различаются сила трения покоя и сила трения движения, последняя сильно зависит от скорости скольжения. Эта разница приводит к скачкообразному движению узлов при малых скоростях, что крайне нежелательно, особенно для станков с ЧПУ. Для устранения этого недостатка используют специальные антискачковые масла либо накладки из антифрикционных материалов. Антискачковые масла отличаются от обычных наличием присадок, образующих прочную масляную пленку на контактирующих поверхностях, предотвращающую возникновение непосредственного контакта. Если коэффициент трения покоя в паре «чугун – чугун» при обычных маслах равен 0,1–0,2, то применение антискачковых масел снижает его до 0,075–0,09. Применение накладок из полимерных материалов на основе фторопласта снижает коэффициент трения покоя до 0,04–0,06.

Материал направляющих в значительной мере определяет их износостойкость и плавность движения узла. Во избежание крайне нежелательного явления – «схватывания» – пару трения комплектуют из разнородных материалов, имеющих разный состав, структуру и твердость. Направляющие длинной детали делают более твердыми и износостойкими. Этим обеспечивается длительное сохранение точности, так как короткая деталь изнашивается достаточно равномерно.

Направляющие из серого чугуна, выполненные как одно целое с базовой деталью, наиболее просты и дешевы, но при интенсивной работе не обеспечивают необходимой долговечности. Их износостойкость повышают закалкой токами высокой частоты или струей низко-

температурной плазмы. Закалкой одной из сопряженных поверхностей до твердости 48–53 HRC можно повысить износостойчивость более чем в 2 раза.

Легирующие присадки к чугунным направляющим дают повышение износостойкости только при последующей закалке до высокой твердости. Значительного повышения износостойкости чугунных направляющих можно добиться применением специальных покрытий. Хромирование направляющих слоем толщиной 25–50 мкм повышает твердость до 68–72 HRC, в 4–5 раз увеличивает износостойкость и существенно уменьшает коэффициент трения покоя и движения. Аналогичный эффект дает напыление направляющих слоем молибдена или сплавами с содержанием хрома. Хромируют только одну из сопряженных поверхностей, обычно более длинную, так как пара «хром – хром» склонна к «схватыванию», хотя и имеет минимальный коэффициент трения.

Стальные направляющие выполняют в виде отдельных планок. Материал накладных направляющих: малоуглеродистые стали 20, 20X, 20XHM, 18XGT с цементацией и закалкой до твердости 60–65 HRC; азотируемые стали 38XMЮА, 40XФ, 30XН2МА с глубиной азотирования 0,5 мм и закалкой до твердости 800–1000 HV. Реже применяют легированные, высокоуглеродистые стали типа ШХ15, ХВГ, 9ХС с объемной закалкой и отпуском до 58–62 HRC. Стальные направляющие имеют высокую износостойкость в паре с закаленным чугуном, а с бронзой износостойкость еще выше.

Цветные сплавы, такие как бронзы БрА9Мц2 и БрОЮФ1, цинковый сплав ЦАМ10-5, в паре со стальными и чугунными направляющими дают хорошие результаты по износостойкости, отсутствию «схватывания» и равномерности перемещения, но высокая стоимость сдерживает их широкое применение. Они используются, в основном, в тяжелых станках в виде накладных планок.

Из пластмасс в станках используются фторопласт, композиционные материалы на основе эпоксидных смол с присадками дисульфида молибдена, графита и неметаллических наполнителей, материалы на основе ацетальных смол. Пластмассы обладают хорошими фрикционными характеристиками, обеспечивают равномерность движения при малых скоростях и отсутствие «схватывания». Однако низкая износостойкость при абразивном загрязнении, влияние на них тепловых воздействий, влаги, масла, слабых щелочей и кислот ограничивает их применение. Пластмассы часто используют в комбинированных направляющих.

Чистый фторопласт применяется редко из-за его больших упругих и остаточных деформаций и быстрого износа. Введение в объем материала 15–30 % наполнителей позволяет снизить износ в 250–1000 раз по сравнению с износом чистого фторопласта.

Наиболее распространенными наполнителями являются кокс, искусственный графит, дисульфид молибдена, металлические порошки, в том числе бронзовые. Коэффициенты трения наполненных фторопластов в зависимости от скорости изменяются незначительно. Наиболее благоприятное скольжение происходит в паре «наполненный фторопласт – закаленная сталь», где коэффициенты трения покоя и движения практически одинаковы и не превышают 0,06–0,08. Коэффициенты трения наполненного фторопласта при скольжении по чугуну не превышают 0,09–0,12. Такие характеристики трения обеспечивают плавность и равномерность перемещения подвижных узлов станка.

Износостойкость наполненных фторопластов при трении по чугуну и закаленной стали существенно выше износостойкости сплава ЦАМ10-5 и алюминиевой бронзы при работе в одинаковых условиях. Износостойкость чугунных направляющих станин, работающих в паре с фторопластом, значительно выше, чем в паре с ЦАМ10-5. Коэффициенты контактной податливости стыков «сталь – наполненный фторопласт» и «чугун – ЦАМ10-5» примерно одинаковы. Наполненный фторопласт в виде ленты наклеивается на одну из трущихся поверхностей направляющих.

Композиционные материалы на основе эпоксидных смол технологичны. На подготовленные поверхности направляющих более короткой базовой детали наносится слой композита толщиной 3–6 мм в пластичном состоянии. Поверхности направляющих более длинной базовой детали покрывают тонким слоем смазки или воска во избежание прилипания смолы и осуществляют сборку. После затвердевания профиль направляющих короткой детали полностью копирует профиль направляющих длинной детали. При необходимости такие покрытия можно обрабатывать.

Шероховатость рабочих поверхностей оказывает существенное влияние на силы трения и износ направляющих (особенно накладных направляющих из полимерных материалов). Износостойкость накладок из наполненного фторопласта возрастает в 3–7 раз при снижении шероховатости сопрягаемой поверхности с $Ra\ 1,25$ до $Ra\ 0,63$. Для средних (по массе) станков повышенной точности шероховатость сопрягаемой поверхности должна быть не выше $Ra\ 0,63$.

Эксплуатационные качества направляющих скольжения зависят не только от правильного выбора материалов сопряженных поверхностей и качества их обработки, но и от конструкции направляющих. Среди направляющих скольжения наиболее распространены формы, представленные на рис. 8.10.

На направляющих (рис. 8.10, *а, в, д–ж, к–п*), образующих охватываемый профиль, плохо удерживается смазочный материал, и поэтому их чаще применяют при сравнительно медленных перемещениях столов и суппортов. Их преимущество в более простом изготовлении, а также в том, что с них легче удалять случайно попавшую стружку.

Охватывающие направляющие (рис. 8.10, *б, з, з, и*) более пригодны для высоких скоростей скольжения, так как хорошо удерживают смазочный материал. Однако эти направляющие требуют надежной защиты от попадания стружки и других видов загрязнения.

Угловые образующие направляющих рабочих поверхностей (рис. 8.10, *а–з*) менее технологичны, чем плоские (рис. 8.10, *д–и*), но обладают свойством саморегулирования (зазоры под действием нагрузок компенсируются автоматически, за счет массы перемещаемого узла). Равносторонние угловые образующие направляющих (рис. 8.10, *а*) применяют преимущественно при симметричной нагрузке; угловые с неодинаковыми гранями (рис. 8.10, *в*) – при асимметричной нагрузке; *V*-образные (рис. 8.10, *б, з*) – на станках, обеспечивающих большие скорости подвижных рабочих органов. Плоские (прямоугольные) направляющие (рис. 8.10, *б–и*) просты в изготовлении, но склонны к переориентации при реверсах и требуют устройств регулирования зазора.

Трапецевидные образующие направляющих рабочих поверхностей (в виде ласточкина хвоста) (рис. 8.10, *к–о*) удобны тем, что достаточно четырех поверхностей скольжения, чтобы воспринять нагрузки во всех направлениях, включая опрокидывающие моменты. Они компактны, отличаются относительной простотой регулирования зазора, но сравнительно сложны в изготовлении и имеют довольно низкую жесткость. Обычно их применяют только при малых скоростях перемещений и средних требованиях к точности. Цилиндрические направляющие (рис. 8.10, *п, р*) применяют редко. В охватываемом варианте (рис. 8.10, *п*) они не обеспечивают большой жесткости из-за прогибов штанг, закрепляемых на концах, поэтому целесообразно применять их при малой длине направляющих. В охватывающем варианте (рис. 8.10, *р*) сложно изготовить полукруглые пазы.

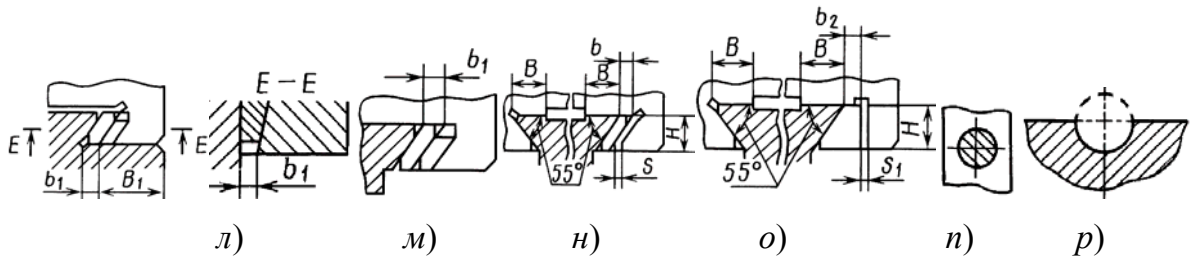
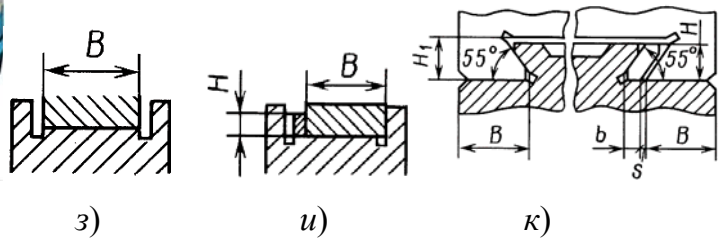
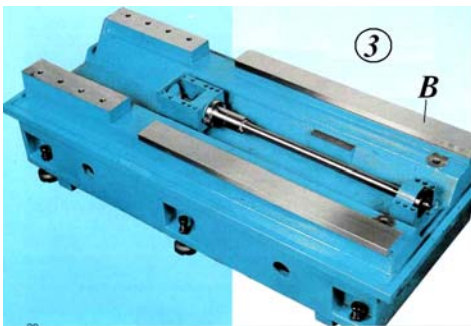
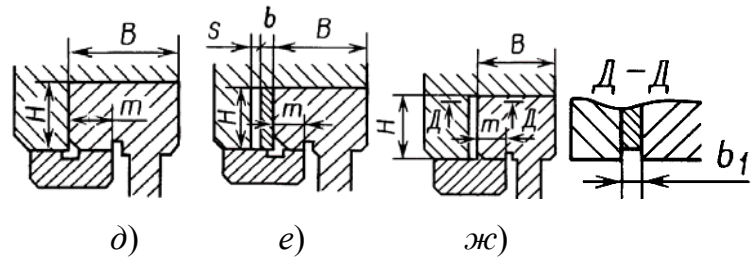
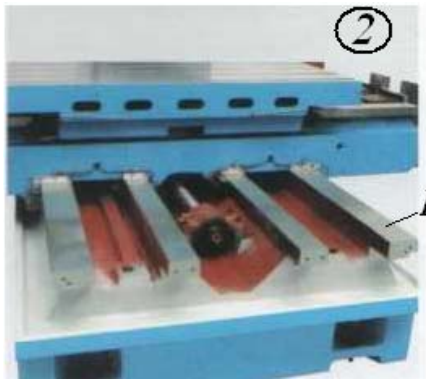
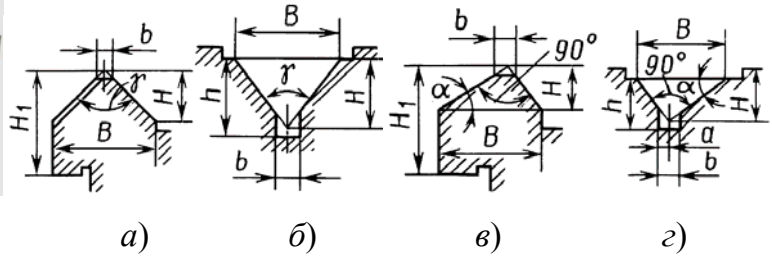
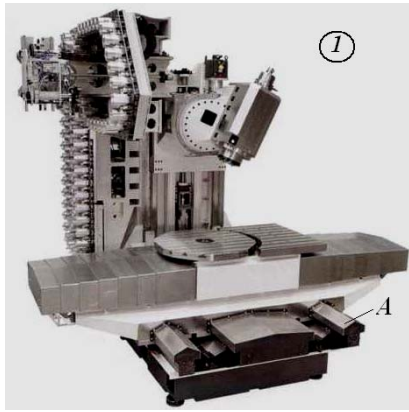


Рис. 8.10. Формы направляющих скольжения:
 а-г – призматические; д-и – прямоугольные и плоские;
 к-о – трапецевидные; п, р – круглые; 1, 2, 3 – общие виды узлов
 с направляющими А, Б, В

Для круговых направляющих планшайб и столов станков применяют преимущественно плоские (рис. 8.10, *з–и*) и *V*-образные направляющие скольжения.

При выборе угла γ для угловых (рис. 8.10, *а*) и *V*-образных (рис. 8.10, *б*) образующих поверхностей следует учитывать влияние этого угла на силу трения. При $\gamma < 60^\circ$ вследствие эффекта клина силы трения могут принимать очень большие значения. Рекомендуется значения γ выбирать из диапазона $90\text{--}120^\circ$.

Наиболее часто применяемые конструкции накладных направляющих показаны на рис. 8.11. Накладные массивные планки (рис. 8.11, *а–г*) применяют в сварных и литых станинах.

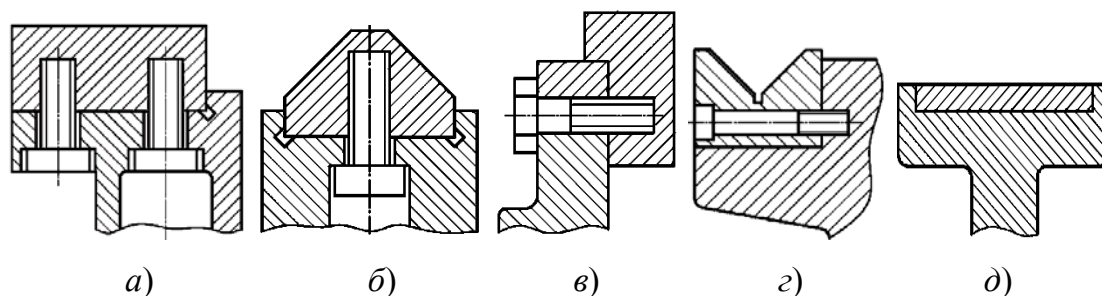


Рис. 8.11. Формы накладных направляющих скольжения:
а–г – сборные; *д* – составные

Их крепят винтами, клеем, а также винтами и клеем одновременно. Последний способ позволяет существенно увеличить контактную жесткость стыка направляющих. Расстояние между винтами для устранения искривления и коробления должно быть не больше удвоенной высоты планки.

Тонкие пластины из высоколегированной закаленной стали толщиной 4–8 мм и сплавов цветных металлов толщиной 4–10 мм клеивают в пазы станины (рис. 8.11, *д*). Их применение позволяет более экономно использовать эти материалы. Число планок и пластин для составных направляющих должно быть минимальным, фаски на торцах и зазоры в стыках не допустимы. После шлифования направляющих стыки не должны быть заметны.

Важным фактором, влияющим на эксплуатационные свойства направляющих скольжения, является правильно выбранный технологический зазор. В случае недостаточной величины зазора может произойти заклинивание перемещаемого узла вследствие погрешностей изготовления, монтажа и температурных деформаций сопрягаемых

деталей. Избыточная величина зазора становится причиной потери точности станка из-за переориентации перемещаемого узла при изменении направления нагрузок (например, при реверсах).

При изготовлении направляющих трудно оптимизировать величину зазоров в них, обеспечивающую плавность перемещения при минимальных потерях на трение, исключающую возможность заклинивания, даже при взаимной пригонке сопряженных поверхностей. Кроме этого первоначально установленные величины зазоров изменяются в процессе износа трущихся поверхностей, поэтому направляющие снабжают устройствами для периодического регулирования зазоров между сопряженными поверхностями.

Зазоры в направляющих регулируют преимущественно тремя способами: клиньями (рис. 8.12, а); планками, закрепляемыми после регулирования (рис. 8.12, б); планками, не закрепляемыми после регулирования (рис. 8.12, в, г). Их желательно располагать с ненагруженной стороны направляющих, так как они понижают жесткость узла.

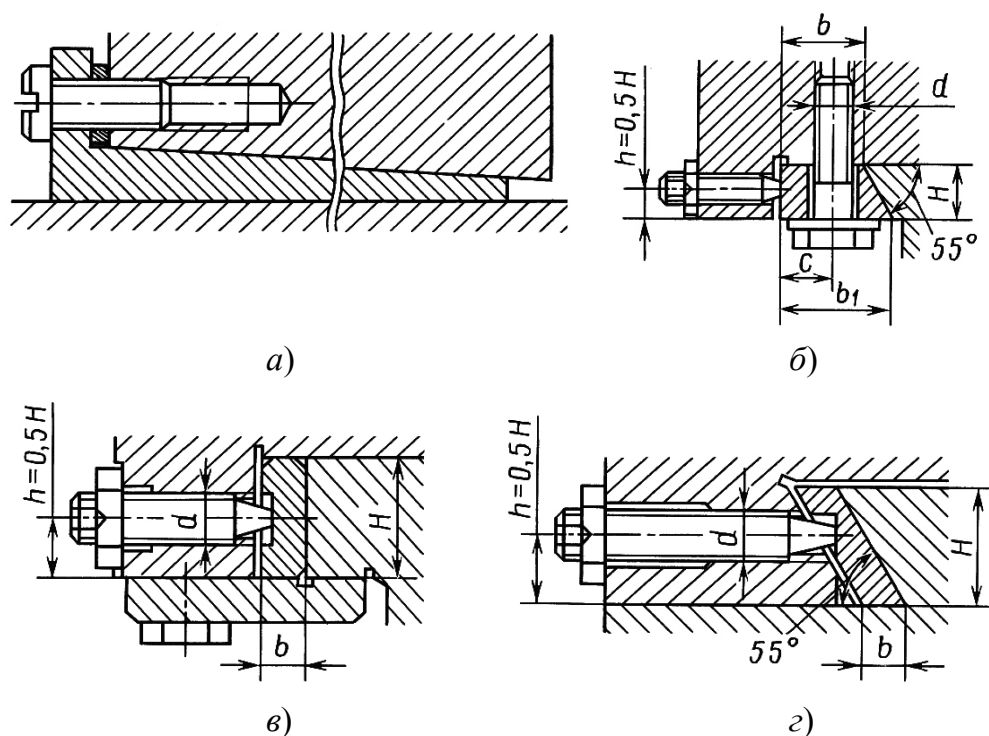


Рис. 8.12. Эскизы устройств регулирования направляющих скольжения:
 а – клином; б – планкой закрепляемой; в, г – планкой, не закрепляемой после регулирования

Регулирующие клинья обычно имеют уклон в пределах от 1 : 40 до 1 : 100.

Наибольшей жесткостью обладают направляющие, снабженные регулировочными планками, закрепляемыми после регулирования. Жесткость грани с клином примерно в 3–4 раза ниже жесткости грани с закрепляемой планкой. Жесткость грани с планкой, не закрепляемой после регулирования, принимает промежуточные значения по сравнению с первыми двумя способами регулирования и зависит от количества регулировочных винтов.

Силовое замыкание в направляющих скольжения обеспечивается с помощью прижимных планок со вспомогательными гранями.

Конструкции направляющих существенно различаются в зависимости от типа, размеров, степени точности и компоновки металло-режущего станка (рис. 8.13).

Для токарных станков с расположением направляющих в горизонтальной плоскости наиболее распространенной является схема с угловой передней и плоской задней гранями (рис. 8.13, а). Применяют конструкции с горизонтально расположенными прямоугольными направляющими (рис. 8.13, б). В этом случае предпочтительнее использовать силовое замыкание на передней направляющей с расположением регулирующего элемента с ее задней стороны.

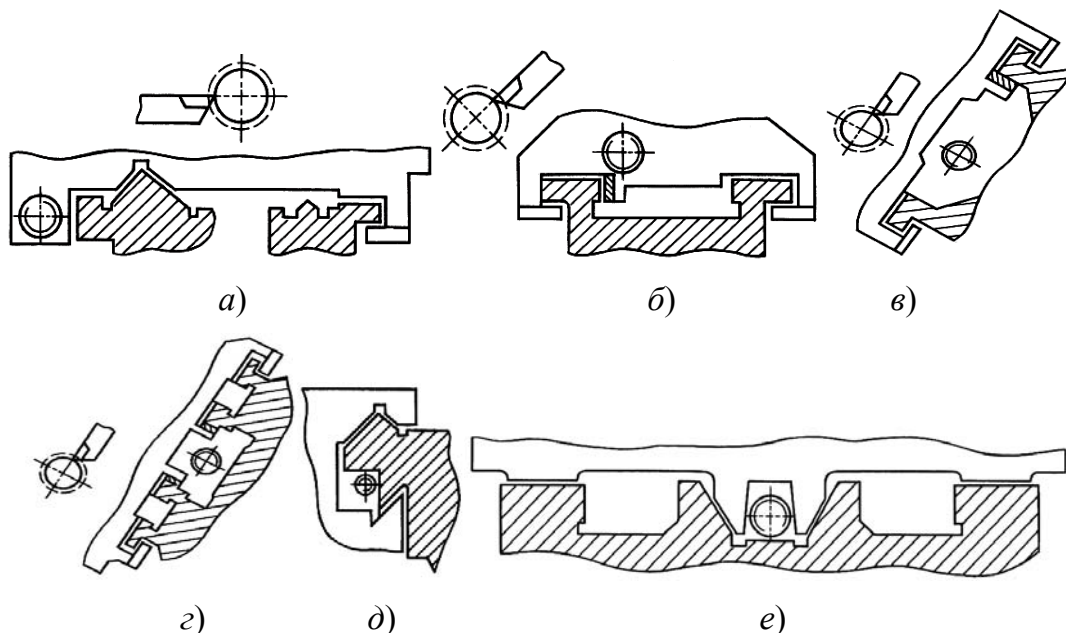


Рис. 8.13. Эскизы конструкций направляющих скольжения:
 а – 16К20Т1; б – SD-NC610E (Венгрия); в – 1740РФ3;
 г – СТП220АП; д – МС12-250; е – DIXI-400 (Швейцария)

При наклонной компоновке с углом наклона 60° и более основная нагрузка действует на ту направляющую, которая воспринимает вес суппортной группы, поэтому регулировочные элементы располагают или на противоположной направляющей (рис. 8.13, в), или на той же направляющей, но с другой ее стороны (рис. 8.13, з).

На рис. 8.13, д представлена схема с расположением направляющих в вертикальной плоскости, одна над другой. Верхняя угловая направляющая воспринимает вес перемещаемого узла, а вертикальная образующая типа «ласточкин хвост» воспринимает опрокидывающий момент. Единственное устройство для регулирования зазора располагается на его наклонной грани. Недостатком этой схемы является высокая сложность изготовления направляющих. При большой ширине и невысокой жесткости узла, в частности, стола, направляющие могут быть выполнены по схеме, приведенной на рис. 8.13, е. В этом случае наклонные грани обеспечивают не только фиксацию стола в горизонтальном направлении, но и препятствуют прогибу стола под действием собственного веса, веса заготовки и сил резания.

При выборе компоновки станка и схемы направляющих необходимо исключить переориентацию перемещаемого узла хотя бы при чистовых режимах обработки и позиционировании. Этого добиваются, рационально выбирая число и взаимное расположение граней и обеспечивая силовое замыкание за счет веса перемещаемого узла и сил резания.

Примеры конструкции монолитных и накладных направляющих скольжения с указанием основных технических требований представлены на рис. 8.14.

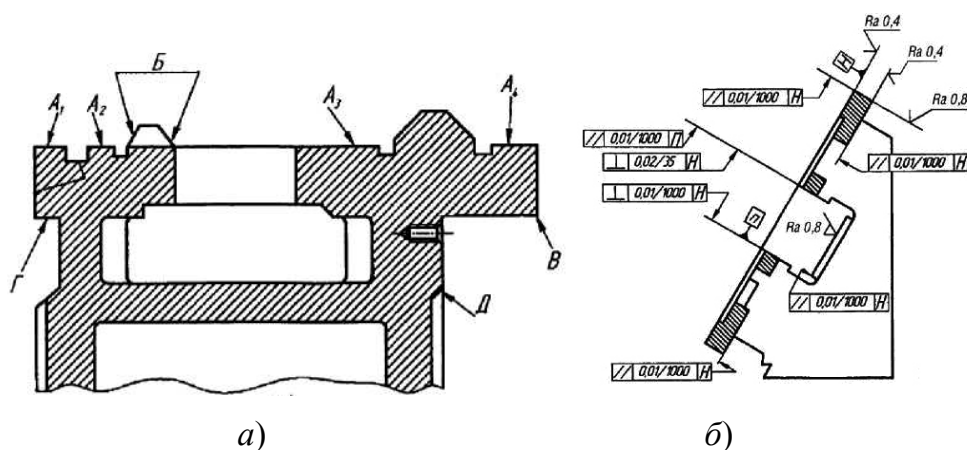


Рис. 8.14. Примеры конструкций направляющих скольжения: а – профиль направляющих скольжения; б – технические требования к накладным направляющим скольжения токарного станка класса точности П

Допуск на прямолинейность поверхностей Б в вертикальной плоскости (рис. 8.14, а) составляет 0,012 мм на 1000 мм (допускается только выпуклость). Извернутость направляющих поверхностей А₁–А₄ – не более 0,025 мм на всей длине направляющих. Допуск параллельности поверхностей В и Г направляющим поверхностям А₁ и А₄ – не более 0,015 мм на длине 1000 мм. Допуск перпендикулярности поверхности Д к общей прилегающей поверхности А₁–А₃ – 0,03 мм на длине 250 мм.

8.5. Расчет направляющих скольжения

В общем случае расчет направляющих является очень сложной задачей, которую невозможно решить, используя точные аналитические методы. Это объясняется конструктивными и технологическими особенностями направляющих. Во-первых, базовые детали несущей системы обладают собственной жесткостью, и их деформация влияет на распределение давлений на гранях направляющих. Во-вторых, наличие технологических зазоров в направляющих скольжения, необходимых для исключения заклинивания подвижного узла, приводит при больших опрокидывающих моментах к исключению части поверхности основных и вспомогательных граней из непосредственного контакта. В-третьих, шероховатость, волнистость и отклонения формы рабочих поверхностей приводят к нелинейным, как правило, квадратичным зависимостям между контактными перемещениями и давлениями на гранях.

Фактически расчет направляющих – это часть расчета упругих перемещений несущей системы станка, которая является нелинейной задачей. Решение подобного класса задач осуществляется моделированием несущей системы с использованием метода конечных элементов или родственных ему методов.

Такой подход является не только трудоемким, но и требующим достаточно подробной информации о конструкции (на уровне эскизного проекта), которая обычно отсутствует на ранних стадиях проектирования. В случае обнаружения конструктивных просчетов на стадии готового эскизного проекта внесение изменений приводит к существенным дополнительным временным и материальным затратам.

Методы предварительного расчета базируются на следующих допущениях.

Поскольку деформации базовых деталей на ранних стадиях проектирования оценить невозможно, обе детали рассматриваются как аб-

солотно жесткие. При этом относительный поворот и смещение деталей происходит за счет деформации поверхностного слоя материала.

Контактное перемещение в любой точке стыка («направляющая – подвижный узел») δ прямо пропорционально давлению p в этой точке (гипотеза Винклера):

$$p = \frac{1}{k} \delta, \quad (8.1)$$

где k – коэффициент контактной податливости.

Полагая ширину направляющих существенно меньшей расстояния между ними, считают давление по всей ширине грани постоянным. Точка приложения равнодействующей реакции в этом случае располагается на средней линии грани.

В случае, когда жесткостью базовых деталей невозможно пренебречь, одну из деталей моделируют с использованием теории балок и плит на упругом основании. К этой группе деталей относят ползуны карусельных и долбежных станков, длинные столы фрезерных станков и т. д. Такой подход существенно усложняет расчет.

Рассмотрим подход, использующий принятые допущения, на примере плоских направляющих, которые позволяют составлять наиболее простые расчетные схемы. Расчетная схема суппорта токарного станка с ЧПУ при действии на него всех сил (составляющих силы резания F_x , F_y и F_z ; веса узла G ; тяговой силы Q ; реакций на рабочих гранях направляющих R_A , R_B , R_C и соответствующих сил трения) представлена на рис. 8.15.

Правильный выбор системы координат позволяет упростить вывод системы уравнений. По расчетной схеме составляем уравнения равновесия подвижного узла:

$$\left. \begin{aligned} \sum X = 0; & \quad Q - F_X - f(R_A + R_B + R_C) = 0; \\ \sum Y = 0; & \quad F_Y - R_B = 0; \\ \sum Z = 0; & \quad -F_Z - G + R_A + R_C = 0; \\ \sum M_X = 0; & \quad F_Z Y_p - F_Y Z_p + G Y_G - R_C B_0 = 0; \\ \sum M_Y = 0; & \quad F_Z X_p - F_X Z_p + Q Z_Q - R_A X_A - R_C X_C + G X_G = 0; \\ \sum M_Z = 0; & \quad -F_X Y_p - Q Y_Q + F_Y X_p - f R_C B_0 - f R_B (B_0 + c/2) - R_B X_B = 0, \end{aligned} \right\} \quad (8.2)$$

где f – коэффициент трения на гранях направляющих; X_p, Y_p, Z_p – координаты приложения силы резания; X_G, Y_G – координаты центра тяжести; X_A, X_B, X_C – координаты приложения реакций на гранях; Y_Q, Z_Q – координаты приложения силы Q .

В системе уравнений (8.2) семь неизвестных $R_A, R_B, R_C, X_A, X_B, X_C, Q$ (система статически неопределима), но первые четыре уравнения позволяют определить реакции на гранях направляющих и тяговое усилие. Последнее уравнение позволяет определить X_B . Для нахождения остальных неизвестных необходимо составить дополнительное уравнение, отражающее условия деформации системы.

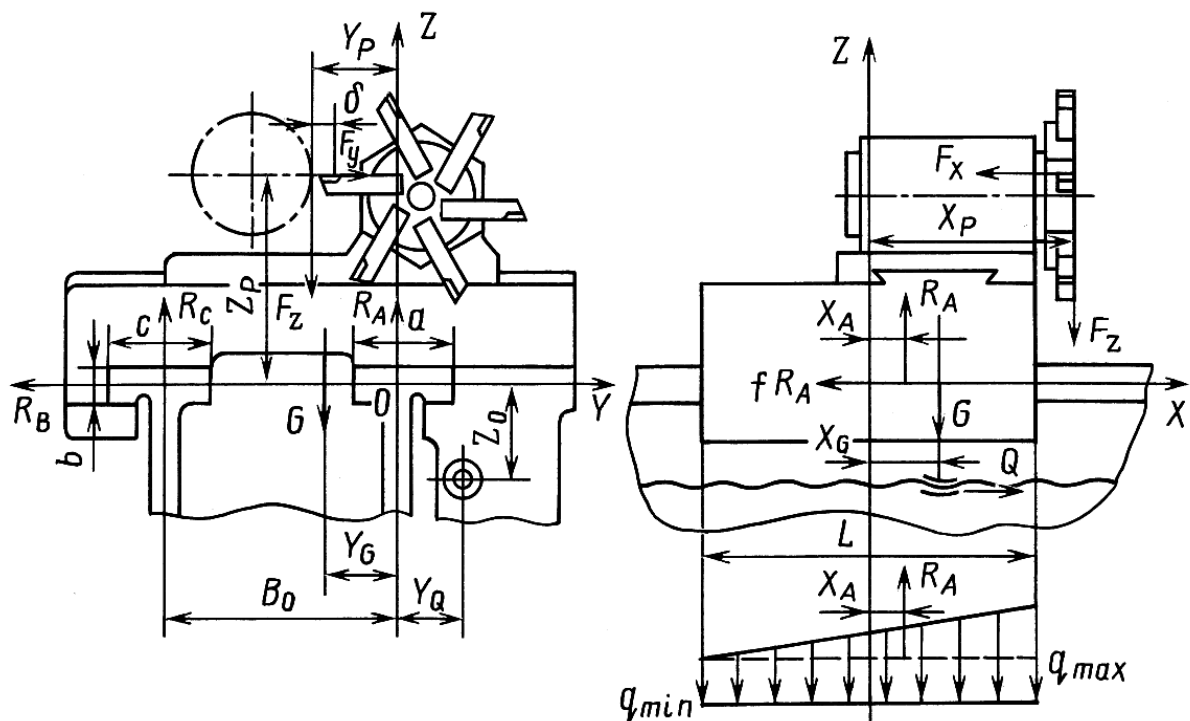


Рис. 8.15. Расчетная схема направляющих скольжения

В зависимости от величины и точки приложения внешней нагрузки возможны три варианта распределения давлений на гранях направляющих: 1) полный контакт по всей длине основной грани; 2) частичный контакт по длине основной грани, дополнительная грань не работает; 3) частичный контакт по длине основной и дополнительной граней. Рассмотрим подробнее первый из них (рис. 8.16).

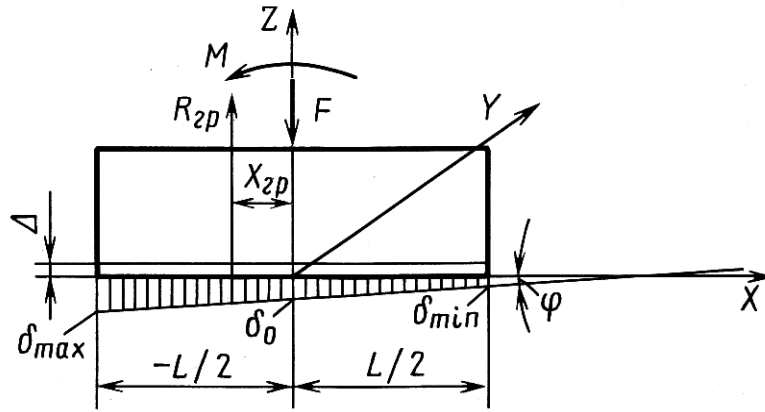


Рис. 8.16. Распределение давлений на гранях направляющих при контакте по всей длине основной грани

Для случая, представленного на рис. 8.16, равнодействующая реакции грани $R_{гр}$ и координата ее приложения $X_{гр}$ определяются зависимостями:

$$R_{гр} = F = (q_{\max} + q_{\min}) \frac{L}{2}; \quad (8.3)$$

$$X_{гр} = \frac{M}{R_{гр}} = \frac{(q_{\max} - q_{\min}) L}{(q_{\max} + q_{\min}) 6}, \quad (8.4)$$

где F и M – соответственно вектор и момент внешней нагрузки; q_{\min} и q_{\max} – соответственно минимальная и максимальная погонная нагрузка; L – длина направляющих подвижного узла.

Из выражения (8.4) следует, что при $q_{\min} = 0$ стык воспринимает максимальный момент для заданного вектора внешней нагрузки, не раскрываясь. Этому критическому состоянию соответствует координата:

$$X_{кр1} = \frac{L}{6}. \quad (8.5)$$

Выражение (8.5) является критерием при проверке раскрываемости стыка.

Для оценки перемещения δ_0 и угла поворота φ подвижного узла воспользуемся зависимостью (8.1):

$$q_{\max} = c_{гр} \delta_{\max} = c_{гр} \left(\delta_0 + \frac{\varphi L}{2} \right); \quad (8.6)$$

$$q_{\min} = c_{\text{гр}} \delta_{\min} = c_{\text{гр}} \left(\delta_0 + \frac{\varphi L}{2} \right), \quad (8.7)$$

где $c_{\text{гр}}$ – погонная жесткость грани; δ_{\max} и δ_{\min} – соответственно максимальное и минимальное перемещения. Подставив выражения (8.6), (8.7) в выражение (8.3), получим:

$$R_{\text{гр}} = c_{\text{гр}} L \delta_0; \quad (8.8)$$

$$X_{\text{гр}} = \frac{\varphi L^2}{12 \delta_0}. \quad (8.9)$$

Из выражений (8.8) и (8.9) следует, что момент, воспринимаемый гранью, зависит только от угла поворота φ подвижного узла, а опрокидывающий момент (от действия внешних сил относительно оси Y) распределяется между отдельными гранями направляющих пропорционально их погонной жесткости:

$$\frac{R_A X_A}{R_C X_C} = \frac{C_A}{C_C}. \quad (8.10)$$

Эта зависимость и является дополнительным уравнением, необходимым для нахождения всех семи неизвестных системы (8.2).

Если $X_{\text{гр}} > \frac{L}{6}$, стык раскрывается, основная грань нагружена не по сей длине, но вследствие наличия технологического зазора дополнительная грань при определенном отношении между моментом и вектором внешней нагрузки в контакт может не вступить.

Чтобы воспользоваться приведенными выше формулами для оценки линейных и угловых перемещений подвижного узла и распределения давления на гранях направляющих, необходимо задать погонные жесткости основной грани и планки. Погонная жесткость (жесткость поверхности контакта единичной длины) для граней и планок задается зависимостями:

$$c_{\text{гр}} = \frac{B_{\text{гр}}}{k_{\text{гр}}}; \quad (8.11)$$

$$c_{\text{пл}} = \frac{B_{\text{пл}}}{k_{\text{пл}}}, \quad (8.12)$$

где $B_{\text{гр}}$ и $B_{\text{пл}}$ – ширина соответственно грани и планки; $k_{\text{гр}}$ и $k_{\text{пл}}$ – коэффициент контактной податливости соответственно грани и планки.

Используемые в технических расчетах значения коэффициентов контактной податливости получены путем обработки значительного количества экспериментальных данных. Они зависят от погрешностей формы и взаимного расположения сопрягаемых поверхностей, их волнистости и шероховатости и поэтому имеют большой разброс. С увеличением размеров стыка значение k возрастает, что связано с ухудшением условий контакта и уменьшением средних давлений. Однако при хорошей технологии в рамках одного производства значения коэффициента достаточно стабильны.

Отклонение формы по длине направляющих вводят в расчет непосредственно и учитывают зависимость коэффициента контактной податливости от ширины B_1 соответствующих граней.

Таблица 8.2

Значения поправок ξ_m и коэффициента трения f

Материал и вид обработки	ξ_m	f
Чугун (шлифование) – чугун (шабрение)	1,0	0,15
Чугун (шабрение) – чугун (шабрение)	0,6	
Чугун (шабрение) – текстолит ПТ (шабрение)	2,2	0,17
Чугун (шабрение) – наполненный фторопласт Ф4К15М5-Л-ЭА (шабрение)	2,3	0,06
Чугун (шабрение) – эпоксидный компаунд марки УП-5-250 (шабрение)	2,8	0,12
Чугун (шабрение) – эпоксидный компаунд марки УП-5-251 (шабрение)	1,5	0,12
Чугун (шабрение) – наполненная ацетатная смола СФД-ВМ-БС	2,2	0,13

Примечания:

1. Для повышенной точности изготовления значения следует принимать меньше табличного в 1,3–1,4 раза; для высокой точности изготовления – в 1,8–2 раза.

2. Приведенные значения коэффициентов трения соответствуют средним значениям скоростей подачи. Для уточненных расчетов можно использовать значения f , соответствующие фактическим условиям работы узла.

Влияние местных деформаций прижимных и регулировочных элементов учитывается поправками к коэффициентам контактной податливости. Расчетные значения коэффициентов для основных, боковых и вспомогательных граней различны.

Разные значения коэффициента k для отдельных граней учитывают введением соответствующих поправок ξ к базовому значению $k = 10^{-2} \text{ мм}^3/\text{Н}$:

$$k_i = \xi_i k, \quad (8.13)$$

где i – индекс соответствующей грани.

Для основных граней направляющих поправка ξ_0 учитывает материал, вид обработки и ширину грани:

$$\xi_0 = \xi_m \left(1 + \frac{B_0}{200} \right), \quad (8.14)$$

где ξ_m – коэффициент, учитывающий материал и вид обработки (табл. 8.2); B_0 – ширина грани, мм.

Для боковых граней шириной B_6 , мм, учитывают увеличение податливости из-за наличия регулировочных элементов:

$$\xi_6 = \xi_m \xi_p \left(1 + \frac{B_6}{200} \right), \quad (8.15)$$

где ξ_p – коэффициент, учитывающий податливость регулировочного элемента. Для клиньев (рис. 8.12, *а*) $\xi_p = 3-5$ (меньшие значения – при хорошем качестве пригонки и коротких клиньях, большие – при пониженном качестве пригонки и длинных клиньях); для планок, закрепляемых после регулирования (рис. 8.12, *б*), $\xi_p = 1-1,2$; для планок, не закрепляемых после регулирования (рис. 8.12, *в, г*):

$$\xi_p = \alpha + \frac{B_6 L_B e}{\xi_m \left(1 + \frac{B_6}{200} \right) k}, \quad (8.16)$$

где α – коэффициент, учитывающий податливость планки; L_B – расстояние между регулировочными винтами, мм; e – податливость регулировочного винта, определяемая в зависимости от диаметра резьбы:

Диаметр резьбы, мм	6	8	10	12	16	20
$e \cdot 10^5$, мм/Н	1,6	1,0	0,7	0,45	0,25	0,18

Коэффициент α определяют в зависимости от X :

X	0	1	2	3	4	5	> 5
α	1,0	1,04	1,2	1,5	1,9	2,5	0,5 λ

Значение коэффициента λ определяется выражением

$$\lambda = L_B \sqrt[4]{\frac{3}{kEh^3\xi_m \left(1 + \frac{B_0}{200}\right)}}, \quad (8.17)$$

где E – модуль упругости материала планки, МПа; h – толщина планки, мм.

Для вспомогательных граней (рис. 8.12) шириной m , мм, учитывают влияние деформации прижимных планок:

$$\xi_{\text{вс}} = \xi_m \xi_{\text{пл}} \left(1 + \frac{m}{200}\right), \quad (8.18)$$

где $\xi_{\text{пл}}$ – коэффициент, учитывающий податливость прижимных планок. Значения $\xi_{\text{пл}}$ определяют в зависимости от $\xi'_m = \xi_m \left(1 + \frac{m}{200}\right)$ и толщины планки h :

Толщина планки	$\xi_{\text{пл}}$ при ξ'_m				
	1,2	1,0	0,8	0,6	0,4
0,8 m	1,43	1,53	1,65	1,85	2,2
m	1,30	1,32	1,41	1,53	1,74

При $\xi_m > 1,6$ принимают $\xi_{\text{пл}} = 1,2$.

Значения ξ_m для направляющих скольжения, приведенные в табл. 8.2, соответствуют среднему давлению $p_0 < 0,3$ МПа. При указанных значениях проводят предварительный расчет. Если в результате расчета на какой-то грани получены значения $p_{\text{иср}} > 0,3$ Па, то расчетные значения коэффициента для этой грани корректируют.

При этом используют следующие соотношения: для пар «чугун – чугун» и «чугун – сталь»:

$$\xi_{\text{м.р}} = \xi_m \sqrt{\frac{p_0}{p_{\text{иср}}}}, \quad (8.19)$$

а для направляющих из неметаллических материалов:

$$\xi_{\text{м.р}} = \xi_{\text{м}} \sqrt[3]{\left(\frac{P_0}{P_{\text{иср}}}\right)^2}. \quad (8.20)$$

При этих новых значениях $\xi_{\text{м.р}}$ уточняют значения $\xi_{\text{р}}$ и $\xi_{\text{пл}}$ и расчет повторяют.

Для направляющих кругового движения из-за малой жесткости планшайбы и относительно большой длины направляющих значения поправок к коэффициентам контактной податливости увеличивают в 2 раза по сравнению с этими значениями для граней направляющих прямолинейного движения одинаковой ширины.

Расчет направляющих скольжения ведется исходя из условий обеспечения необходимой износостойкости и жесткости. Результатом расчетов по изложенной выше методике являются оценки перемещений и поворотов подвижного узла относительно осей Y и Z . Используя их, можно определить максимальные и средние значения давления на гранях в зависимости от варианта контакта. Полученные значения сравнивают с допустимыми давлениями, обеспечивающими необходимую износостойкость.

Вопрос о выборе допустимых значений давления наиболее изучен для чугунных направляющих. Средние значения давления на гранях чугунных направляющих прецизионных станков не должны превышать 0,1–0,2 МПа, тяжелых станков – 0,3–0,5 МПа, для остальных – 0,4–0,5 МПа при больших скоростях подач (более 15 м/мин) и 1,2–1,5 МПа – при малых.

При выборе допустимых значений давлений для направляющих из других материалов можно воспользоваться следующими соображениями. В направляющих скольжения станков вследствие неравномерного распределения контактных давлений, перекосов или отказа системы смазки могут возникать кратковременно действующие высокие напряжения.

Такие напряжения возникают достаточно часто, поэтому направляющие и в этих условиях не должны терять работоспособность. Критерием для этого служит склонность направляющих к задиранию. Предельные средние давления, при которых появляется задир, приведены в табл. 8.3.

**Зависимость предельного среднего давления
от материала направляющих**

Материал направляющих	Среднее давление, МПа
Сталь 45: нормализованная	2,5
закаленная	1,4
Серый чугун (СЧ25), закаленный	4,1
Оловянистая бронза	4,1
Полиамид	8,1
Текстолит	8,1

Примечание. Материалом второй детали, образующей вместе с деталью из таблицы контактную пару с направляющей, является серый чугун СЧ25, закаленный. Допустимые средние давления рекомендуется выбирать в 2,5–3 раза меньше, чем предельные.

8.6. Направляющие качения

8.6.1. Конструктивные особенности

Эти направляющие имеют следующие основные *достоинства*:

- малый коэффициент трения (0,001–0,01); практическая независимость коэффициента трения от скорости подачи рабочего органа (исключается «скачковый эффект»); могут быть использованы для перемещения с субмикрометровой точностью;

- отсутствие технологических зазоров; незначительный износ тел качения и направляющих элементов.

К *недостаткам* по сравнению с направляющими скольжения можно отнести низкое демпфирование колебаний, трудоемкость изготовления и высокую стоимость. В качестве тел качения в основном используют шарики и ролики прецизионных подшипников качения (рис. 8.17, а).

Можно выделить следующие основные виды направляющих качения: опоры на роликах с фиксированными осями (рис. 8.17, б); конструкции без возврата тел качения (тела качения удерживаются сепараторами) (рис. 8.17, в); опоры с циркуляцией тел качения (рис. 8.17, г).

К твердости, однородности и качеству обработки рабочих поверхностей направляющих качения предъявляются повышенные требования, поэтому монолитные направляющие из чугуна применяются очень редко (при небольших нагрузках). Накладные направляющие изготавливают в виде массивных планок из сталей, подвергнутых одному из видов упрочняющей термообработки: объемной закалке, цемен-

тации и закалке, поверхностной закалке токами высокой частоты, азотированию и др. Рекомендуется использовать: сталь 20Х, 18ХГТ, ШХ9, ШХ15, ШХ15СГ, 9ХС и 7ХГ2В. Твердость рабочих поверхностей накладных направляющих должна быть не ниже 58–60 HRC.

Шероховатость рабочих поверхностей направляющих должна быть не грубее $Ra = 0,63–0,16$ мкм, а опорных поверхностей планок – не грубее $Ra = 2,5–0,63$ мкм, в зависимости от размеров и класса точности станка.

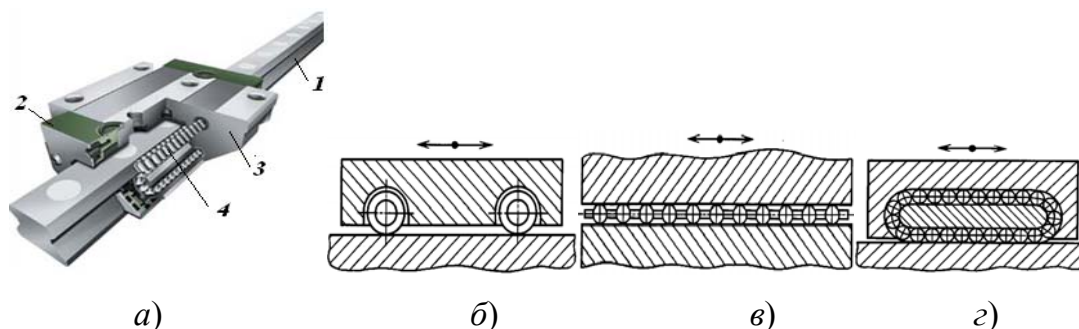


Рис. 8.17. Конструкции направляющих качения:
a – общий вид; *б* – с фиксированными осями; *в* – с сепаратором;
г – с циркулирующей тел качения: 1 – направляющая; 2 – уплотнение; 3 – корпус; 4 – шарики

Конструкции опор на роликах с фиксированными осями способны обеспечивать скорости перемещения до 10 м/с, однако они имеют небольшую несущую способность и низкую жесткость. В качестве направляющих их применяют преимущественно в транспортных системах.

Конструкции направляющих без возврата тел качения используются в основном для вращения и небольших поступательных перемещений подвижного узла, так как скорость тел качения в 2 раза ниже скорости подвижного узла. Они позволяют разместить в зоне контакта большое количество тел качения и обеспечить высокую жесткость и точность перемещения. Схемы конструкций направляющих без возврата тел качения показаны на рис. 8.18.

В легких и средних станках наиболее распространены конструкции с одним рядом опор качения (рис. 8.18, *a, б, г*). При этом следует отметить, что в конструкциях, выполненных по схеме, приведенной на рис. 8.18, *a*, оси вращения соседних роликов перпендикулярны друг к другу. Конструкции с V-образным сепаратором (рис. 8.18, *в*) применяют в станках для обеспечения больших скоростей перемеще-

ния рабочих органов при средних нагрузках. Направляющие планки, выполненные по схемам, показанным на рис. 8.18, *д* и *е*, обеспечивают жесткость, примерно в 2 раза превышающую жесткость направляющих качения других видов, однако для их изготовления требуются особо прецизионные тела качения.

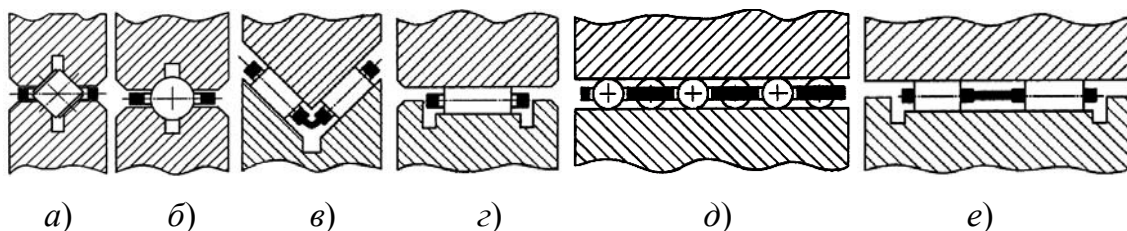


Рис. 8.18. Конструкции направляющих качения с сепараторами:
а, б, г – с одним рядом тел качения; *в* – с V-образным сепаратором;
д, е – с двумя рядами тел качения

В опорах с циркуляцией тел качения (рис. 8.19) обеспечивается возврат тел качения, что делает возможным перемещение узла практически на любое необходимое расстояние.

Широко применяются роликовые танкетки. Они имеют достаточно большие жесткость и несущую способность, чувствительны к погрешностям изготовления сопрягаемых деталей и монтажа, а ролики склонны к перекосам. Используются конструкции как со свободно вложенными роликами, катящимися непосредственно друг за другом, так и с роликами, связанными между собой замкнутым по всему контуру танкетки сепаратором, предотвращающим перекосяк роликов. На рис. 8.19, *в* изображена танкетка конструкции фирмы INA (Германия). В тяжелых станках применяют двухрядные танкетки (рис. 8.19, *г*) конструкции фирмы ТНК (Япония). На рис. 8.19, *д* показана опора с циркуляцией тел качения, перемещающаяся по направляющей штанге, закрепленной по краям в корпусе станка. Такие конструкции обладают невысокой жесткостью вследствие способа закрепления направляющих и в станках применяются редко.

Опоры с циркуляцией тел качения (рис. 8.19, *е*) имеют направляющую типа «рельс», для которой должна быть обеспечена опорная поверхность по всей ее длине. В зависимости от условий эксплуатации их устанавливают по 2–5 шт. на каждой грани направляющей. Популярность направляющих этого типа существенно возросла. Интерес станкостроителей объясняется тем, что их можно рассматривать как подшипники поступательного перемещения.

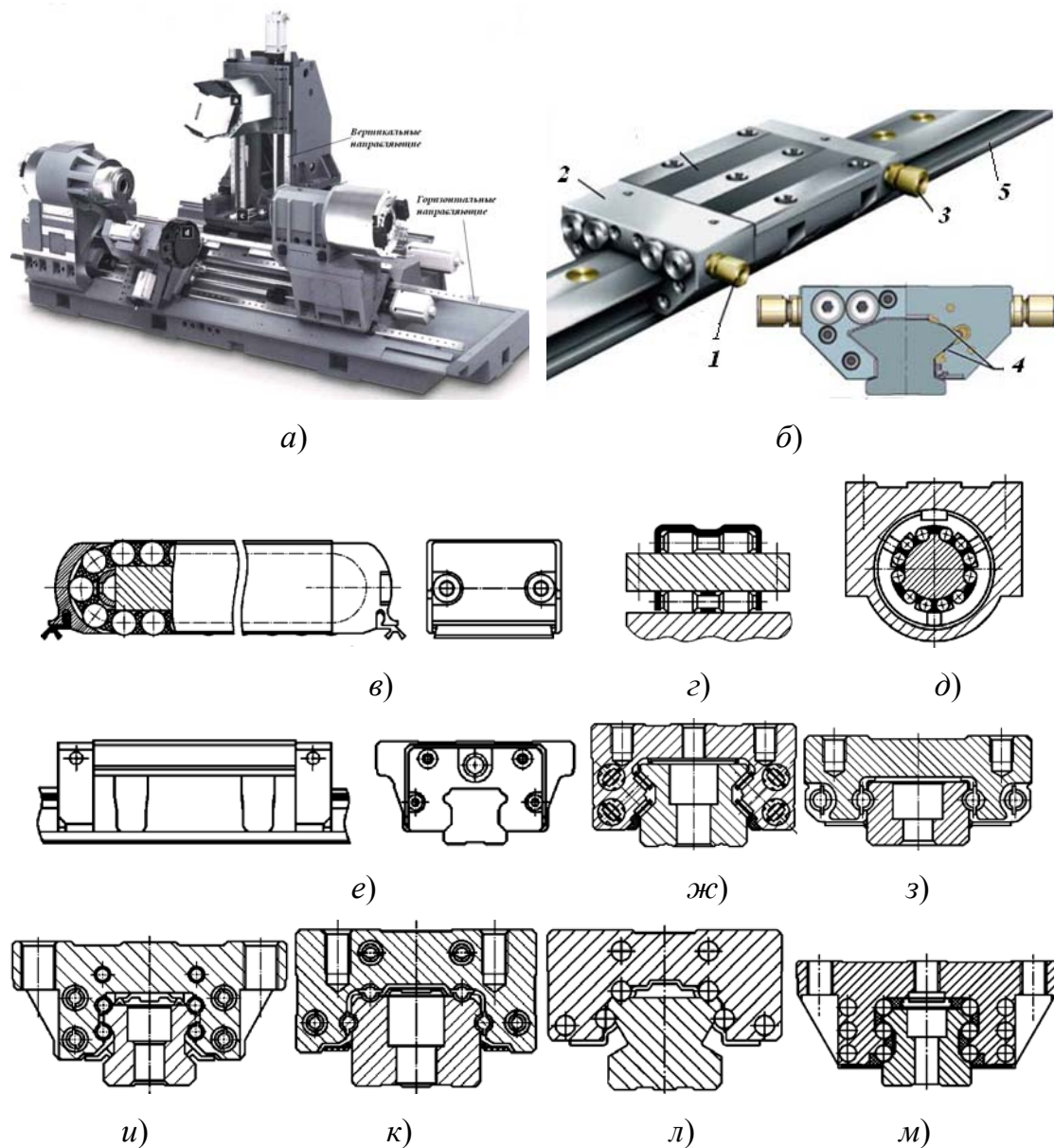


Рис. 8.19. Конструкции направляющих с циркуляцией тел качения:
а – обрабатывающий цент с направляющими; *б* – 3D модель направляющей; *в* – танкетка конструкции фирмы INA; *г* – двухрядные танкетки; *д* – цилиндрическая направляющая; *е* – с направляющей типа «рельс»; *ж* – роликовые; *з* – с двумя рядами шариков; *и, к, л* – с четырьмя рядами шариков; *м* – с шестью рядами шариков

Производителям удалось преодолеть технологические трудности, связанные с их изготовлением, наладить серийное производство и создать достаточно широкие гаммы типоразмеров. Они обладают жесткостью, соизмеримой с жесткостью направляющих скольжения, и достаточно просты в монтаже и эксплуатации. Натяг у этого вида направляющих, как правило, обеспечивается изготовителем.

Основными производителями таких направляющих являются фирмы ТНК (Япония), INA и «Rexroth» (Германия). В дальнейшем будем называть направляющие такого типа модулями поступательных перемещений (МПП).

Роликовые МПП (рис. 8.19, ж) имеют четыре ряда тел качения, обладают более высокой жесткостью и несущей способностью, чем шариковые. Однако они более чувствительны к погрешностям изготовления сопрягаемых деталей и монтажа, а ролики склонны к перекосам.

Существуют конструкции МПП с двумя, четырьмя и шестью рядами шариков. Конструкции с двумя рядами шариков (рис. 8.19, з) наиболее компактны, но имеют относительно невысокие жесткость и несущую способность, чувствительны к погрешностям изготовления сопрягаемых деталей и монтажа.

Наиболее универсальными являются МПП с четырьмя рядами шариков (рис. 8.19, и-л). Они обладают хорошими показателями жесткости и несущей способности, могут компенсировать погрешности изготовления сопрягаемых деталей и монтажа. Широко применяются в конструкциях проектируемых и модернизируемых станков. МПП конструкции фирмы INA с шестью рядами шариков (рис. 8.19, м) имеют более высокую жесткость, чем шариковые опоры с четырьмя рядами тел качения подобных размеров.

В направляющих с двумя рядами шариков дорожки качения имеют арочный профиль (рис. 8.20, а). Каждый шарик контактирует с дорожками качения в четырех точках. Такая конструкция может компенсировать ошибки изготовления базовых поверхностей станины и монтажа направляющей только за счет упругих деформаций шариков и дорожек качения. Возрастают требования к точности обработки базовых поверхностей и монтажа направляющих.

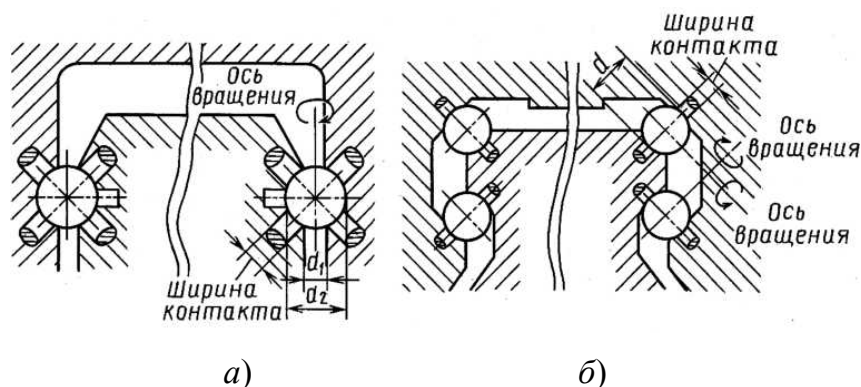


Рис. 8.20. Особенности контакта шариков с дорожками качения:
а – с двумя рядами шариков; б – с четырьмя рядами шариков

При создании предварительного натяга в направляющих между каждым шариком и дорожками качения арочного профиля образуются четыре пятна контакта (рис. 8.21, а). Так как область контакта не является плоской, а располагается между поверхностями шарика и желоба, точки A и B поверхности расположены на разном расстоянии от оси вращения и имеют различные линейные скорости. В результате за полный оборот вокруг оси точка A проходит на $\pi(d_1 - d_2)$ большее расстояние, чем точка B . Однако за любой промежуток времени перемещение шарика одинаково. Это становится возможным благодаря дифференциальному скольжению поверхности шарика относительно желоба в зоне контакта.

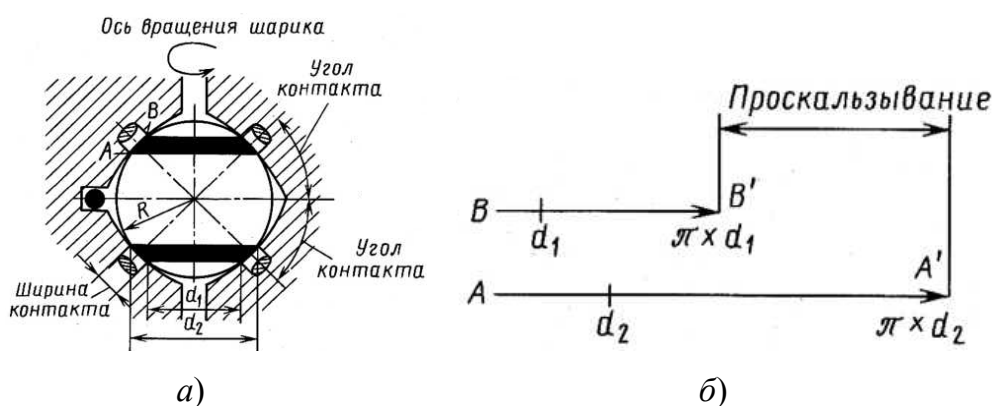


Рис. 8.21. Арочный профиль дорожек качения:
 а – схема контакта шарика и дорожек качения;
 б – величина проскальзывания

Так как разность между d_1 и d_2 в этом случае велика, как показано на рис. 8.21, б, возникает существенное трение скольжения, что приводит к повышенному износу тел и дорожек качения и уменьшению срока службы.

В направляющих с четырьмя и шестью рядами шариков каждый шарик имеет контакт с дорожками качения только в двух точках (рис. 8.20, б). Направляющая обладает возможностью саморегулирования, и поэтому небольшие ошибки изготовления базовых поверхностей станины и монтажа нивелируются.

Радиус кривизны поверхности дорожки качения составляет 0,51–0,53 диаметра шарика (в случае канавки с арочным профилем необходимо выполнять радиус кривизны равным 0,56–0,60 диаметра), и поэтому можно предусмотреть восприятие примерно вдвое большей номинальной нагрузки.

Даже при создании существенного предварительного натяга и при восприятии нагрузки шарик будет иметь только два пятна контакта (рис. 8.22, а), поэтому разность между d_1 и d_2 , которая является причиной дифференциального скольжения, мала (рис. 8.22, б). Достаточный предварительный натяг позволяет получить высокую жесткость.



Рис. 8.22. Полукруглый профиль дорожек качения:
а – схема контакта шарика и дорожек качения при создании предварительного натяга; б – величина проскальзывания

Ориентация дорожек качения оказывает существенное влияние на точность, жесткость и несущую способность направляющих. Влияние погрешности обработки дорожек качения Δ на точность направляющей в вертикальном направлении Δ_2 возрастает при ориентации дорожек под углом 45° к горизонтальной плоскости приблизительно в 1,4 раза (рис. 8.23, а). Влияние погрешности обработки дорожек качения Δ на точность направляющей в горизонтальном направлении Δ_1 возрастает при увеличении угла наклона дорожек с 30 до 45° приблизительно в 1,22 раза (рис. 8.23, б).

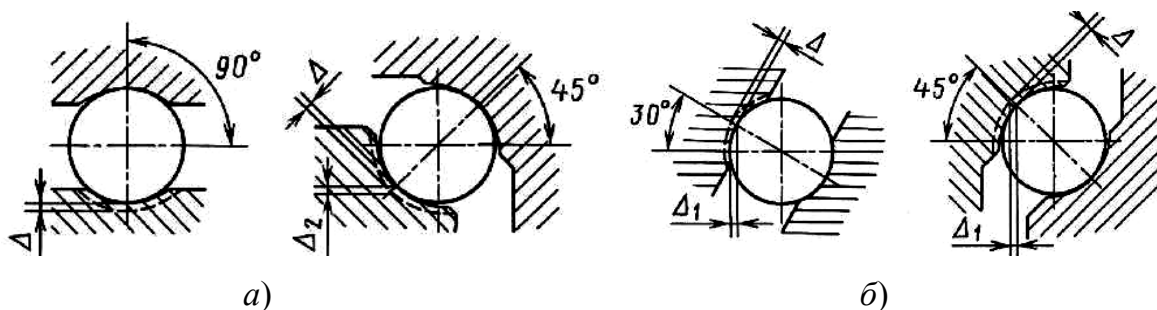


Рис. 8.23. Схемы влияния ориентации дорожек качения на их точность:
а – с ориентацией дорожек $0-45^\circ$;
б – с увеличенным углом наклона $30-45^\circ$

Несущая способность направляющих в вертикальном направлении снижается примерно на 30 % при ориентации осей дорожек качения под углом 45° к горизонтальной плоскости (рис. 8.23, в). Жесткость направляющих в этом случае снижается в 2 раза.

Основным источником шума в направляющих и увеличения износа тел качения являются их взаимодействие и скольжение друг относительно друга в противоположных направлениях со скоростью, в 2 раза превышающей скорость вращения каждого из тел в отдельности (рис. 8.24, а). При использовании сепаратора (рис. 8.24, б) площадь контакта тела качения с сепаратором увеличивается, а относительная скорость в зоне контакта уменьшается в 2 раза.

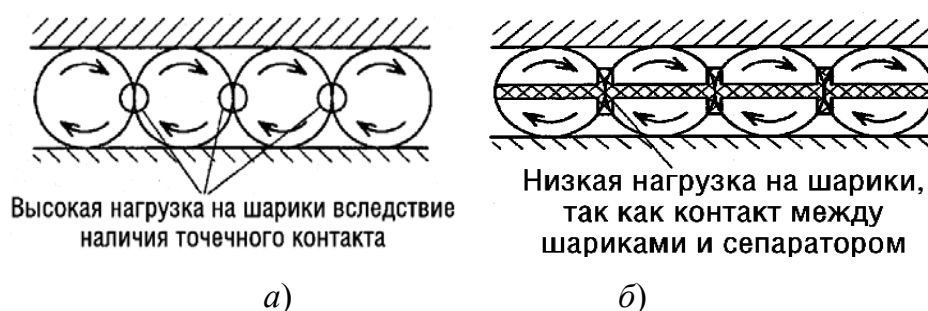


Рис. 8.24. Особенности контакта между шариками в опоре качения:
а – без сепаратора; б – с сепаратором

В результате удается предотвратить разрыв масляной пленки в точках контакта тел качения, увеличить несущую способность, обеспечить низкий уровень шума, более высокие скорости и плавность перемещения, длительный срок службы.

8.6.2. Устройства для регулирования натяга в направляющих качения

Предварительный натяг в направляющих качения обеспечивает повышение их жесткости.

Предварительный натяг в незамкнутых направляющих может быть получен за счет веса узла и внешней нагрузки. Недостаток этого способа заключается в невозможности выбора оптимальной величины натяга и его регулирования. Предварительный натяг в замкнутых направляющих качения создается двумя способами: пригонкой размеров корпусных деталей (непосредственно или с помощью мерных прокладок) и специальными регулировочными устройствами. Преимуществами первого способа являются высокая жесткость и просто-

та, недостатками – невозможность регулировать первоначальный натяг в процессе эксплуатации и необходимость размерной пригонки при сборке направляющих.

Преимущество второго способа – это возможность изменять натяг в направляющих при монтаже или во время работы узла, недостатки – меньшая жесткость, усложнение конструкции и увеличение размеров. Желательно, чтобы на грани, со стороны которых расположены регулирующие устройства, не действовала основная нагрузка.

Влияние предварительного натяга на жесткость направляющих качения объясняется свойствами конструкции, неточностями изготовления и монтажа направляющих, приводящих к неравномерному распределению нагрузки между телами качения, шероховатостью и волнистостью контактирующих поверхностей. Наличие некоторой предварительной нагрузки позволяет в существенной степени нивелировать влияние этих факторов. Влияние предварительного натяга на жесткость направляющих рассмотрим на примере шарикового МПП, изображенного на рис. 8.25.

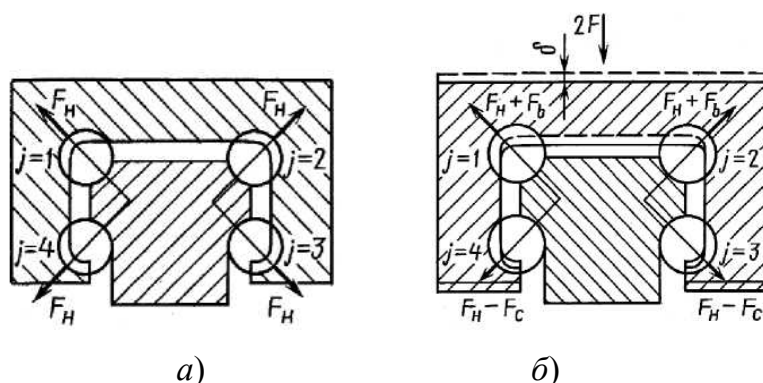


Рис. 8.25. Распределение нагрузок между телами качения:
а – при действии сил предварительного натяга; *б* – при совместном действии сил предварительного натяга и внешней нагрузки

При наличии только предварительного натяга (рис. 8.25, *а*) нагрузка F_H распределяется между рядами шариков равномерно.

При действии внешней силы $2F$ (рис. 8.25, *б*) ряды шариков $j = 1, 2$ получают дополнительную нагрузку F_b , а действующая на ряды $j = 3, 4$ нагрузка уменьшается на величину F_c . После приложения силы $2F$ система переходит в новое состояние, характеризующее уравнением силового баланса:

$$(F_{HF} + F_{bF}) - (F_{HF} - F_{cF}) - F = 0, \quad (8.21)$$

ИЛИ

$$(F_{bF} + F_{cF}) = F. \quad (8.22)$$

Символами $F_{нF}$, F_{bF} , F_{cF} обозначены проекции сил F_n , F_b , F_c на линию действия силы $2F$. На рис. 8.26 представлены зависимости между действующими на систему нагрузками и упругим перемещением подвижного блока δ .

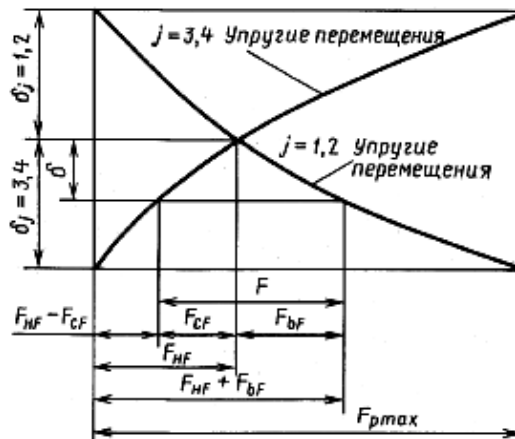


Рис. 8.26. Графики влияния нагрузки на упругие перемещения шариков

Из зависимости (8.22) следует, что внешнее воздействие компенсируется не только за счет увеличения нагрузки на ряды шариков $j = 1, 2$, но и за счет уменьшения нагрузки на ряды шариков $j = 3, 4$. Это условие будет выполняться до тех пор, пока упругие перемещения от сил предварительного натяга $\delta_{j=1,2} = \delta_{j=3,4} \geq \delta$. В противном случае, когда $\delta_{j=1,2} = \delta_{j=3,4} = \delta$, то $F = F_{Fmax}$. В случае отсутствия предварительного натяга сила F_{pmax} вызывает упругое перемещение 2δ .

Принимая во внимание, что $\delta = kF_{нF}^{2/3}$ и $2\delta = kF_{max}^{2/3}$, получим

$$\left(\frac{F_{Fmax}}{F_{нF}}\right)^{2/3} = 2, \text{ или } \frac{F_{Fmax}}{F_{нF}} \approx 2,83. \text{ Следовательно, при создании силы}$$

предварительного натяга, равного 35 % внешней нагрузки, можно снизить величину упругих перемещений для шариковых направляющих примерно в 2 раза.

Изложенные выше рассуждения справедливы и для роликовых направляющих. Принимая во внимание, что $\delta \approx kF_{нF}$ и $2\delta \approx kF_{Fmax}$,

$$\text{получим } \frac{F_{Fmax}}{F_{нF}} \approx 2.$$

Хотя предварительный натяг положительно влияет на жесткость конструкции, большие величины натяга негативно сказываются на долговечности направляющих. Чем больше предварительный натяг, тем больше нагрузка на тела и дорожки качения, даже во время холостого хода.

Для создания натяга в направляющих качения используют устройства с регулировочными винтами (рис. 8.27, а), эксцентриками (рис. 8.27, б) и клиньями (рис. 8.27, в). В МПП натяг обеспечивается технологически, путем подбора тел качения соответствующего размера.

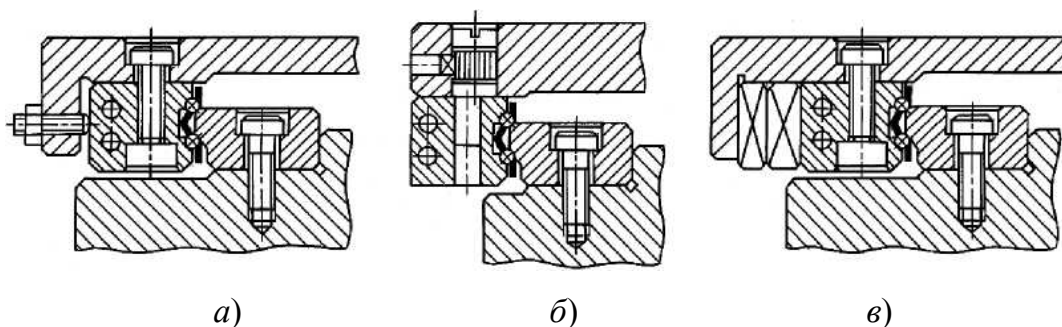


Рис. 8.27. Способы создания натяга в направляющих качения:
а – регулировочными винтами; б – эксцентриками; в – клиньями

Прямоугольные направляющие с роликовыми танкетками изготавливают незамкнутыми (рис. 8.28, а) и замкнутыми (рис. 8.28, б–г), с узкой (рис. 8.28, г) и широкой (рис. 8.28, б) направляющими базами. Нагрузки воспринимаются ими одинаково, однако конструкции с узкой направляющей базой более технологичны, так как в них легче выдержать и измерить отклонения боковых граней от параллельности. Недостатком конструкций с широкой направляющей базой является опасность возникновения в корпусных деталях (столах, салазках и др.) значительных температурных деформаций, которые могут привести к заметному изменению величины предварительного натяга или к появлению зазора.

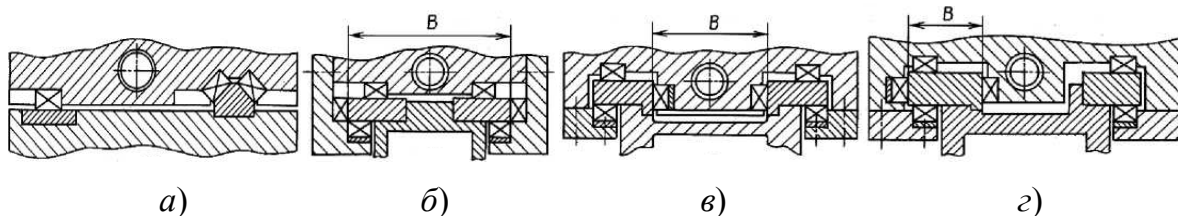


Рис. 8.28. Конструкции направляющих станков с роликовыми танкетками:
а – незамкнутые; б–г – замкнутые

При большой ширине узла, в частности, стола, направляющие с роликовыми танкетками располагают в три или четыре ряда по ширине узла в зависимости от величины его прогиба между направляющими.

К жесткости корпусных деталей, несущих роликовые танкетки, предъявляются высокие требования, так как силы предварительного натяга весьма велики (до нескольких тонн) и вызывают заметные деформации. Последние ослабляют предварительный натяг и создают перекос роликовых танкеток относительно дорожек качения направляющих. Так как направляющие с роликовыми танкетками чувствительны к перекосам, при проектировании необходимо стремиться к уменьшению консолей накладных направляющих и планок и к увеличению жесткости их крепления.

При монтаже направляющих качения рекомендуется применять методы фиксации, показанные на рис. 8.29, *а–в*. Если невозможно применение одного из этих методов, то фиксация осуществляется с использованием штифтов (рис. 8.29, *г*).

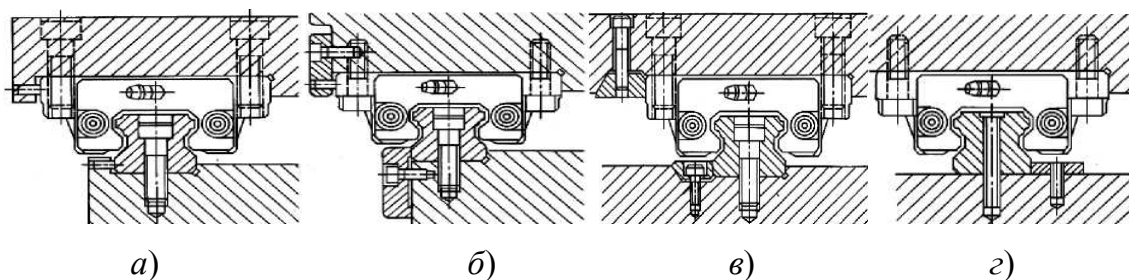


Рис. 8.29. Методы фиксации рельсов и подвижных блоков:
а – с помощью прижимных винтов; *б* – с помощью планок;
в – с помощью клиньев; *г* – с помощью штифтов

Следует отметить, что верхняя и нижняя поверхности рельса МПП подвергнуты упрочнению, и поэтому необходимо сначала удалить поверхностный слой на глубину 2–3 мм с использованием твердосплавной концевой фрезы перед обработкой отверстия для штифтов.

8.6.3. Расчет направляющих качения

Расчет направляющих качения предусматривает проверку на предельно допустимую нагрузку по прочности поверхностного слоя и отсутствию пластических деформаций в зоне контакта, определение упругих перемещений и уточнение величины предварительного натяга.

Как и для направляющих скольжения, для правильного выбора конструкции, размеров и расположения опор качения во время проек-

тирования разработаны упрощенные методы, опирающиеся на ряд допущений и использующие минимум информации.

Методы предварительного расчета базируются на следующих допущениях.

Поскольку деформации базовых деталей на ранних стадиях проектирования оценить невозможно, обе детали рассматриваются как абсолютно жесткие. При этом относительный поворот и смещение деталей происходят за счет деформации тел и дорожек качения.

Контактное перемещение в опоре качения прямо пропорционально силе R_i , воспринимаемой этой опорой:

$$R_i = C_i \delta_i, \quad (8.23)$$

где C_i – жесткость опоры.

Для роликовых опор зависимость перемещения, обусловленного контактной деформацией тела и дорожек качения δ , от действующей силы q действительно близка к линейной – $q = c\delta^{10/9}$, а для шариковых опор эта зависимость имеет вид $q = c\delta^{3/2}$, где c – коэффициент пропорциональности. Однако наличие предварительного натяга позволяет аппроксимировать и это выражение линейной зависимостью в достаточно широком диапазоне изменения нагрузки.

Действительно, при наличии предварительной нагрузки q_0 деформация Δ от дополнительной нагрузки Δq примет вид

$$\Delta\delta = \frac{1}{c^{2/3}} \left[(q_0 + \Delta q)^{2/3} - q_0^{2/3} \right].$$

Замена $(q_0 + \Delta q)^{2/3}$ разложением в ряд Тейлора до членов не выше первого порядка:

$$(q_0 + \Delta q)^{2/3} \approx q_0^{2/3} + \frac{2}{3q_0^{1/3}} \Delta q + \dots$$

дает удовлетворительные результаты для $|\Delta q| < q_0$. После преобразований зависимость между перемещением и дополнительной нагрузкой примет вид

$$q \approx \frac{3}{2} q_0^{1/3} c^{2/3} \Delta\delta = C_0 \delta.$$

Полагая, что размеры опор качения существенно меньше расстояния между ними, считают силу, воспринимаемую телами качения каждой опоры, расположенными на одной дорожке, равномерно распределенной между ними. Точка приложения равнодействующей реакции в этом случае лежит в центре опоры.

В случае, когда жесткостью базовых деталей невозможно пренебречь, одну из деталей моделируют с использованием теории балок и плит на упругом основании. Такой подход существенно усложняет расчет.

При расчете направляющих качения составляют систему уравнений, аналогичную (8.2), для определения сил, действующих на опоры качения. Например, для схемы, показанной на рис. 8.30, уравнения равновесия подвижного узла имеют вид

$$\left. \begin{aligned} \sum X = 0; & \quad Q - F_X = 0; \\ \sum Y = 0; & \quad R_{1Y} - R_{2Y} + R_{3Y} - R_{4Y} - F_Y = 0; \\ \sum Z = 0; & \quad R_{1Z} - R_{2Z} + R_{3Z} - R_{4Z} - F_Z - G = 0; \\ \sum M_X = 0; & \quad (R_{1Y} - R_{2Y} + R_{3Y} - R_{4Y})H + (R_{1Z} - R_{2Z} - R_{3Z} + R_{4Z})B/2 = 0; \\ \sum M_Y = 0; & \quad F_Z x_P + G x_G - (R_{1Z} + R_{3Z} + R_{2Z} + R_{4Z})L/2 - Q z_Q = 0; \\ \sum M_Z = 0; & \quad -Q y_Q - F_Y x_P + (R_{1Y} + R_{3Y} + R_{2Y} + R_{4Y})L/2 = 0, \end{aligned} \right\} \quad (8.24)$$

где Q – тяговая сила; F_X , F_Y , F_Z – составляющие силы резания; G – вес узла; R_{iY} , R_{iZ} – реакции в опорах качения ($i = 1, \dots, 4$); x_P , x_G – координаты приложения соответственно силы резания и веса; H , $L/2$, $B/2$ – координаты приложения реакций в опорах качения; y_Q , z_Q – координаты приложения силы Q .

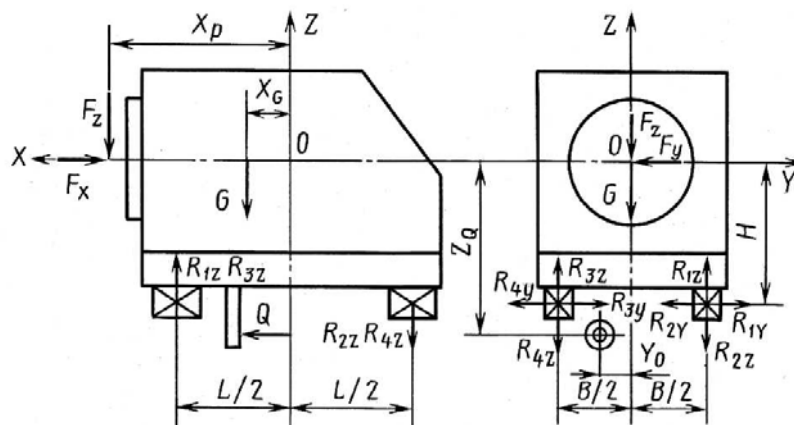


Рис. 8.30. Расчетная схема для направляющих качения расточного станка с ЧПУ

В системе уравнений (8.24) – девять неизвестных R_{iY} , R_{iZ} ($i = 1, \dots, 4$) и Q . Сила Q может быть найдена из первого уравнения системы. Для нахождения остальных неизвестных необходимо составить три дополнительных уравнения, отражающих условия деформации системы.

Для случая, представленного на рис. 8.31, а, связь между реакциями одинаковых опор качения R_i и R_j и внешней нагрузкой задается системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} R_j - R_i - F &= 0; \\ M - \frac{(R_j + R_i)L}{2} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (8.25)$$

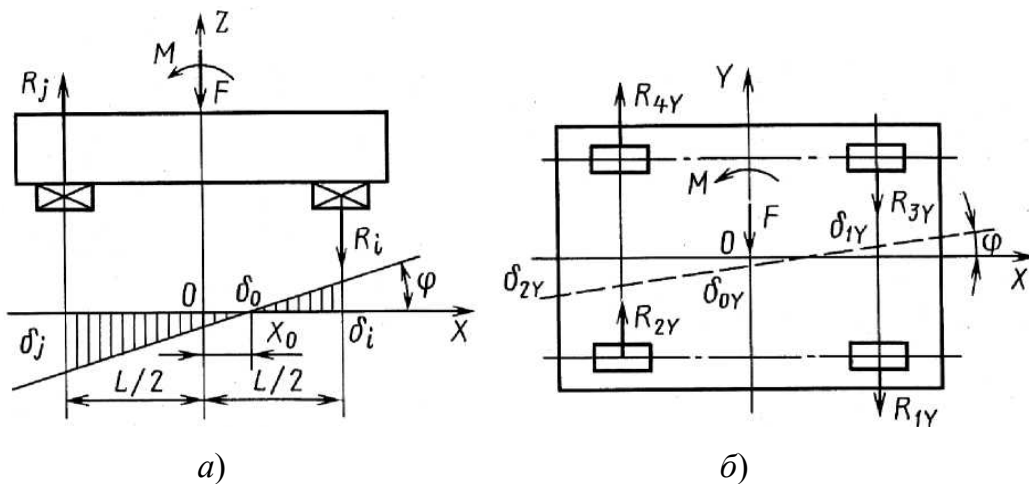


Рис. 8.31. Схемы для определения реакции:
а – в плоскости XOZ ; б – в плоскости XOY

По аналогии с зависимостью (8.23) получим выражения, связывающие реакции опор с перемещением и поворотом подвижного узла:

$$R_i = C\delta_i; \quad (8.26)$$

$$R_j = C\delta_j, \quad (8.27)$$

и дополнительное выражение

$$\frac{\delta_0}{x_0} = \frac{\delta_j}{L/2 + x_0} = \frac{\delta_i}{L/2 - x_0} = \operatorname{tg} \varphi \approx \varphi, \quad (8.28)$$

где C – жесткость опоры в направлении реакции.

Подставив выражения (8.26)–(8.28) в систему уравнений (8.25), получим:

$$\left. \begin{aligned} 2C\delta_0 &= F; \\ CL\varphi &= M. \end{aligned} \right\} \quad (8.29)$$

Из выражений (8.29) следует, что момент, воспринимаемый гранью, зависит только от угла поворота φ подвижного узла, а опрокидывающий момент от действия внешних сил относительно оси Y распределяется между отдельными направляющими качения пропорционально их жесткости:

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{R_{1Z} + R_{2Z}}{R_{3Z} + R_{4Z}} = \frac{C_{1Z}}{C_{2Z}}, \quad (8.30)$$

где C_{1Z} и C_{2Z} – жесткость по оси Z опор на первой и второй направляющих соответственно.

Эта зависимость позволяет составить уравнение, необходимое для нахождения оставшихся неизвестных системы (8.24). Два других уравнения вытекают из зависимости (8.23) непосредственно (рис. 8.31, б).

Выражения, связывающие реакции опор с перемещением подвижного узла, имеют вид

$$R_{1Y} = C_{1Y}\delta_{1Y}; \quad R_{2Y} = C_{1Y}\delta_{2Y}; \quad R_{3Y} = C_{2Y}\delta_{1Y}; \quad R_{4Y} = C_{2Y}\delta_{2Y}, \quad (8.31)$$

где C_{1Y} и C_{2Y} – жесткость по оси Y опор на первой и второй направляющих соответственно. Из выражений (8.31) получаем уравнения:

$$\frac{R_{1Y}}{R_{3Y}} = \frac{R_{2Y}}{R_{4Y}} = \frac{C_{1Y}}{C_{2Y}}. \quad (8.32)$$

После определения составляющих внешних нагрузок, действующих на каждую опору, уточняют вид направляющих и выполняют предварительный выбор размеров. Выбор осуществляют на основании данных, приведенных в каталогах производителя. При выборе сравниваются максимальные значения внешних нагрузок, действующих на опоры, со значениями основной номинальной нагрузки, приведенными в таблицах.

В соответствии с международными стандартами в каталогах обычно задаются: основная номинальная динамическая нагрузка – C и основная номинальная статическая нагрузка – C_0 .

Основной номинальной динамической нагрузкой называют нагрузку с постоянным направлением и величиной, при которой группа одинаковых опор для прямолинейного перемещения имеет номинальный срок службы $L_{\text{ном}} = 50$ км в случае шариковой системы или $L_{\text{ном}} = 100$ км в случае роликовой системы.

При эксплуатации направляющих качения поверхности дорожек и тел качения (шарики или ролики) все время находятся под действием повторяющихся напряжений, и поэтому при достижении критического состояния происходит разрушение контактирующих поверхностей из-за усталости, и часть поверхности отслаивается в виде чешуек. Подобное явление называют *шелушением*.

Срок службы направляющих качения определяется как путь, пройденный подвижным блоком до первого шелушения поверхности дорожек или тел качения. Срок службы направляющих имеет большой разброс даже в случае, когда они были изготовлены одинаковым способом и эксплуатируются при одинаковых условиях. И поэтому для практического определения срока службы системы для прямолинейного перемещения вводят номинальный срок службы – $L_{\text{ном}}$.

Когда эксплуатируют группу одинаковых направляющих качения при одинаковых условиях, то номинальным называют общий путь, который может быть пройден 90 % направляющих без шелушения.

Если направляющая в состоянии покоя или движения подвергается чрезмерной нагрузке или сильному ударному воздействию, то происходят местные пластические деформации поверхностей дорожек и тел качения. Когда такие деформации по своей величине превышают некоторый предел, то они могут препятствовать плавному перемещению подвижных блоков направляющей качения. Чтобы не допускать подобных явлений, определяют основную номинальную статическую нагрузку C_0 как предел допустимой статической нагрузки.

Основной номинальной статической нагрузкой называют нагрузку с постоянным направлением и величиной, при которой сумма остаточной деформации тела качения и поверхности дорожки в месте контакта, где возникает максимальное напряжение, соответствует величине 0,0001 диаметра тела качения.

Модули поступательных перемещений и некоторые виды направляющих без возврата тел качения способны воспринимать сжимающие F_R , растягивающие F_L и сдвигающие F_T нагрузки (рис. 8.32).

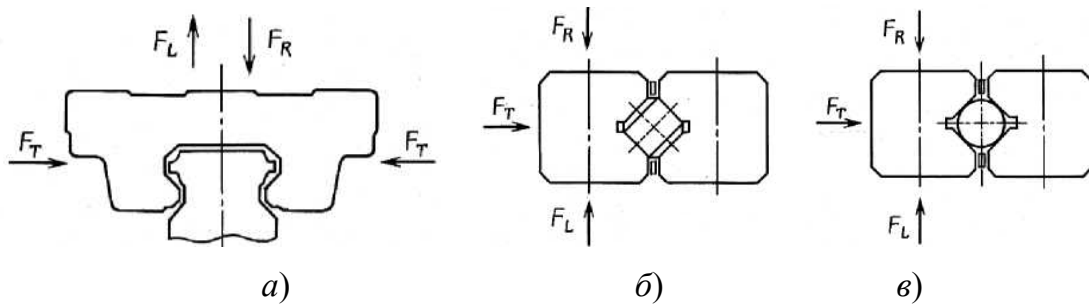


Рис. 8.32. Расчетные схемы нагрузки:
a – МПП; *б* – направляющая без возврата тел качения (роликовая); *в* – направляющая без возврата тел качения (шариковая)

Во время расчета этих направляющих необходимо учитывать, что их несущая способность в разных направлениях может быть неодинаковой. Чтобы учесть эту особенность, производители для каждого направления задают основную номинальную динамическую нагрузку (C_R , C_L , C_T) и основную номинальную статическую нагрузку (C_{0R} , C_{0L} , C_{0T}). Различная несущая способность по указанным направлениям связана с ориентацией дорожек качения.

Если опора оказывается под одновременным действием нагрузок с двух направлений (например, F_R и F_T), для каждого направления должна быть определена эквивалентная нагрузка, являющаяся комбинацией исходных. Величины эквивалентных нагрузок на опору качения в i -м технологическом режиме определяются выражениями:

$$F_{EXi} = k_{XR}|F_{Ri}| + k_{XT}|F_{Ti}|; \quad F_{EYi} = k_{YL}|F_{Li}| + k_{YT}|F_{Ti}|, \quad (8.33)$$

где F_{EXi} – эквивалентная нагрузка в выбранном направлении (F_{ERi} , F_{ETi}) для i -го технологического режима; F_{EYi} – эквивалентная нагрузка в выбранном направлении (F_{ELi} , F_{ETi}) для i -го технологического режима; k_{XR} , k_{XT} , k_{YL} и k_{YT} – коэффициенты, учитывающие тип направляющих и направление эквивалентной нагрузки.

Для учета особенностей конструкции, изготовления и особых условий эксплуатации направляющих вводят поправочные коэффициенты.

В процессе эксплуатации механизмы станков часто испытывают вибрацию и удары, величину которых трудно оценить расчетным путем. Необходимо учитывать нагрузки, обусловленные силами инерции, зависящими от массы и ускорения перемещаемого узла. Величина этих кратковременных нагрузок может быть достаточно велика.

В случае невозможности определения фактической нагрузки с достаточной точностью следует скорректировать нагрузки, полученные расчетным путем, используя эмпирические коэффициенты, приведенные в табл. 8.4 и 8.5. Коэффициенты f_s и f_w позволяют обеспечить запас по контактной и усталостной прочности.

Таблица 8.4

Допустимые значения динамического коэффициента запаса f_s

Тип оборудования	Условия эксплуатации	f_s
Обычное технологическое оборудование	При отсутствии ударов и вибраций	1,0–1,3
	При ударах и вибрациях	1,3
Металлорежущие станки	При отсутствии ударов и вибраций	1,0–1,5
	При ударах и вибрациях	2,0–7,0

Таблица 8.5

Допустимые значения динамического коэффициента запаса f_w

Удары и вибрация	Скорость v , м/с	f_w
Очень слабые	$v < 0,25$	1,0–1,2
Слабые	$0,25 < v < 1,0$	1,2–1,5
Средние	$1,0 < v < 2,0$	1,5–2,0
Сильные	$v > 2,0$	2,0–3,5

При монтаже направляющих качения обычно используются два или более подвижных блока. На распределение нагрузки между блоками оказывает существенное влияние точность изготовления и монтажа направляющих. Поэтому необходимо умножить основную номинальную динамическую нагрузку C и основную номинальную статическую нагрузку C_0 на коэффициент контакта f_c , приведенный в табл. 8.6.

Таблица 8.6

Допустимые значения динамического коэффициента запаса f_c

Число подшипниковых блоков на одной направляющей	f_c
1	1,00
2	0,81
3	0,72
4	0,66
5	0,61

Для обеспечения максимальной несущей способности поверхностные слои дорожек качения, с которыми контактируют шарики или ролики, должны иметь твердость 58–64 HRC. Если по какой-либо причине нельзя обеспечить требуемую твердость, то уменьшаются срок службы и допустимая нагрузка, поэтому необходимо умножить основную номинальную динамическую нагрузку C и основную номинальную статическую нагрузку C_0 при их использовании на коэффициент твердости f_H , показанный на рис. 8.33.

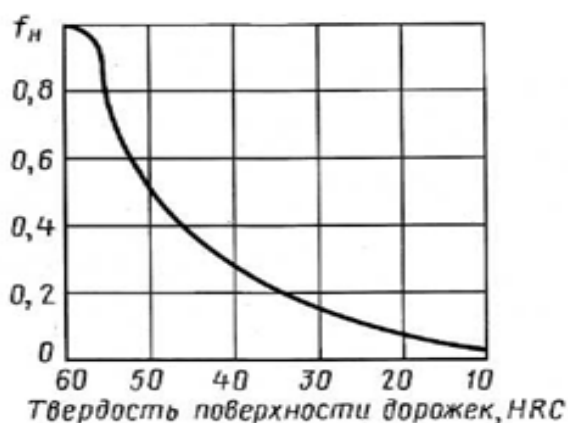


Рис. 8.33. График коэффициента твердости

Например, если твердость поверхности дорожек – 50 HRC, то $f_H = 0,53$ и, следовательно, основная номинальная динамическая нагрузка уменьшается до

$$\frac{f_H f_s C_0}{F_{\max}} \geq f_s, \quad (8.34)$$

где C_0 – основная номинальная статическая нагрузка в заданном направлении (C_{0R} , C_{0L} или C_{0T}); F_{\max} – максимальная внешняя нагрузка на опоры рассчитываемой направляющей в заданном направлении ($F_{R\max}$, $F_{L\max}$ или $F_{T\max}$) для всех технологических режимов.

После предварительного выбора размеров направляющих рассчитывается срок их службы. В большинстве случаев решение этой задачи сопряжено со значительными трудностями. В частности, изменяются условия эксплуатации оборудования в зависимости от требований конкретного производства, расчет распределения нагрузок проводится с существенными погрешностями. Более того, твердость поверхности дорожек качения и температура системы также оказывают значительное влияние на срок службы.

С учетом этих условий расчетные формулы для определения срока службы приобретают следующий вид:

1) в случае шариковых направляющих качения:

$$L = \left(\frac{f_H f_c}{f_w} \frac{C}{F_E} \right)^3 50; \quad (8.35)$$

2) в случае роликовых направляющих качения:

$$L = \left(\frac{f_H f_c}{f_w} \frac{C}{F_E} \right)^{10/3} 100, \quad (8.36)$$

где L – расчетный срок службы, км; C – основная номинальная динамическая нагрузка в заданном направлении (C_R , C_L или C_T); F_E – эквивалентная динамическая нагрузка в заданном направлении (F_{ER} , F_{EL} , F_{ET}).

Эквивалентной динамической нагрузкой F_E называют такую постоянную нагрузку, которая обеспечивает срок службы, равный сроку службы в случае, когда нагрузка на опору меняется в процессе эксплуатации в соответствии с условиями технологического процесса. Величина эквивалентной динамической нагрузки задается выражением

$$F_E = m \sqrt[m]{\frac{\sum_{i=1}^n (F_i^m v_i t_i)}{100 v_E}}, \quad (8.37)$$

где F_i – расчетная нагрузка на опору направляющей в i -м технологическом режиме в заданном направлении; v_i – скорость перемещения в i -м технологическом режиме, м/мин; t_i – время работы в i -м технологическом режиме (суммарное время работы в n режимах – 100 %);

$$v_E = \frac{\sum_{i=1}^n (v_i t_i)}{100},$$

где v_E – эквивалентная скорость перемещения, м/мин; n – число учитываемых технологических режимов; m – показатель степени ($m = 3$ – для шариковых и $m = \frac{10}{3}$ – для роликовых направляющих).

Для удобства сравнения срока службы направляющих со сроком службы других устройств нужно определять его значение в часах. Срок службы в часах L_h определяется зависимостью

$$L_h = \frac{L10^3}{60v_E}, \quad (8.38)$$

где L – расчетный срок службы, км; v_E – эквивалентная скорость перемещения, м/мин.

Целесообразно выбирать L_h равным или кратным сроку службы электродвигателей.

Исходя из заданного срока службы, основную номинальную динамическую нагрузку удобно определять по формулам:

1) в случае шариковых направляющих качения:

$$C \geq \frac{f_w}{f_H f_T f_c} \frac{F_E}{10} \sqrt[3]{\frac{6}{5} L_h v_E}; \quad (8.39)$$

2) в случае роликовых направляющих качения:

$$C \geq \frac{f_w}{f_H f_T f_c} F_E \left(\frac{3}{5000} L_h v_E \right)^{3/10}. \quad (8.40)$$

Если условия (8.39), (8.40) не выполняются, то необходимо подобрать МПП с большей динамической нагрузкой или уменьшить срок службы направляющих.

Оценить силу трения в направляющих необходимо, чтобы скорректировать значение тягового усилия Q . Величина силы сопротивления в направляющих качения меняется в зависимости от типа направляющих, вида смазки, нагрузки на систему, скорости перемещения и типа используемых уплотнений. В частности, при создании предварительного натяга для повышения жесткости увеличивается трение. Сила трения $F_{тр}$ определяется выражением

$$F_{тр} = fF_{\Sigma} + F_{упл}, \quad (8.41)$$

где F_{Σ} – сумма внешних нагрузок, воспринимаемых опорами, Н; $F_{упл}$ – сила трения в уплотнениях, Н; f – коэффициент трения качения. Сила сопротивления, обусловленная наличием уплотнений, не

связана с нагрузкой и может быть достаточно заметной, что требуется учитывать.

Когда величина воспринимаемой опорой нагрузки не превышает 10 % от основной номинальной динамической нагрузки, сила трения в ней определяется в основном трением между шариками. Выражение (8.41) в этом случае использовать нельзя. На рис. 8.34 изображен график зависимости между относительной нагрузкой и коэффициентом трения.

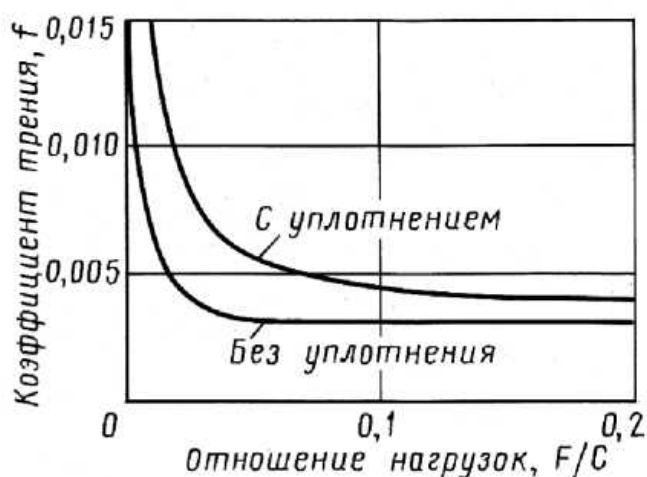


Рис. 8.34. Зависимость коэффициента трения качения от относительной нагрузки

В нормальных условиях коэффициенты трения в зависимости от типа системы для прямолинейного перемещения принимают значения, приведенные в табл. 8.7.

Таблица 8.7

Коэффициенты трения для разных типов направляющих качения

Тип направляющих	Коэффициент трения f
Четырехрядные и двухрядные шариковые МПП	0,002–0,004
Шариковые сплайны	0,002–0,004
Роликовые танкетки	0,005–0,01
Ролики с закрепленными осями	0,001–0,0025
Направляющая на скрещенных роликах без возврата тел качения	0,001–0,0025
Шариковая направляющая с арочным профилем без возврата тел качения	0,0006–0,0012

8.6.4. Направляющие жидкостного трения

Жидкостное трение между направляющими можно обеспечить либо за счет гидродинамического эффекта, либо подачей смазочного материала между трущимися поверхностями под давлением. Достоинство жидкостного трения в том, что отсутствует износ направляющих, обеспечиваются высокие демпфирующие свойства и плавность движения.

Гидродинамические направляющие отличаются простотой конструкции, но хорошо работают лишь при достаточно больших скоростях скольжения, которым соответствуют скорости главного движения (продольно-строгальные, карусельные станки). Гидродинамический эффект, т. е. эффект всплывания подвижного узла, создается с помощью пологих клиновых скосов 5 между смазочными канавками, выполненных на рабочей длине направляющих (рис. 8.35).

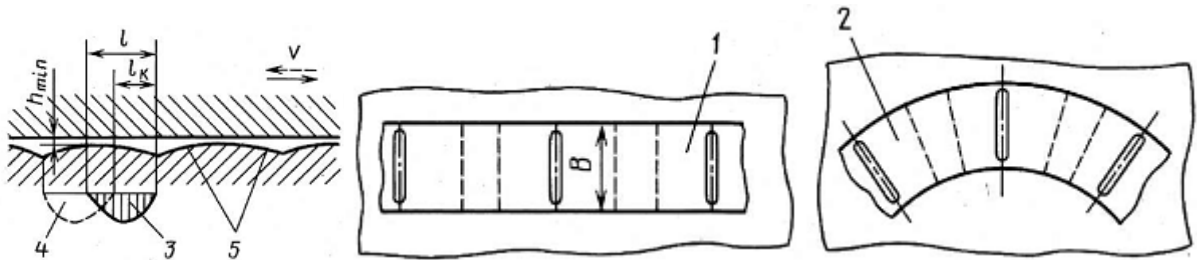


Рис. 8.35. Гидродинамические направляющие:
1 – прямолинейного движения; 2 – кругового движения;
3, 4 – эпюры давлений соответственно при прямом
и обратном ходах; 5 – клиновые скосы

В образованные таким образом сужающиеся зазоры при движении затягивается смазка, и обеспечивается разделение трущихся поверхностей слоем жидкости. При малой ширине направляющей по сравнению с ее длиной критическая скорость скольжения, после которой наступает жидкостное трение:

$$v \geq 2,5 \cdot 10^5 \frac{F h_{\min}^2}{\mu l^2 B}, \quad (8.42)$$

где F – общая нагрузка на направляющую, Н; h_{\min} – минимальная толщина смазочного слоя (принимается в зависимости от длины направляющей в пределах 0,06–0,1 мм); μ – динамический коэффициент вязкости, МПа · с; l , B – соответственно длина и ширина клинового скоса, мм.

Для различных скоростей скольжения и нагрузки существуют свои оптимальные геометрические параметры клинового скоса.

Серьезным недостатком гидродинамических направляющих является нарушение жидкостного трения в периоды разгона и торможения подвижного узла, что приводит к износу.

Гидростатические направляющие имеют более широкое распространение в металлорежущих станках. Они обеспечивают жидкостное трение при любых скоростях скольжения, а значит, и равномерность, и высокую чувствительность точных исполнительных движений. Недостатками гидростатических направляющих являются сложность системы смазки и необходимость в отдельных случаях иметь специальные устройства фиксации перемещаемого узла в заданной позиции.

Классификация гидростатических направляющих прямолинейного перемещения приведена на рис. 8.36. При небольшом диапазоне нагрузок, действующих на узел станка, применяют разомкнутые направляющие, так как их изготовление проще, чем замкнутых.

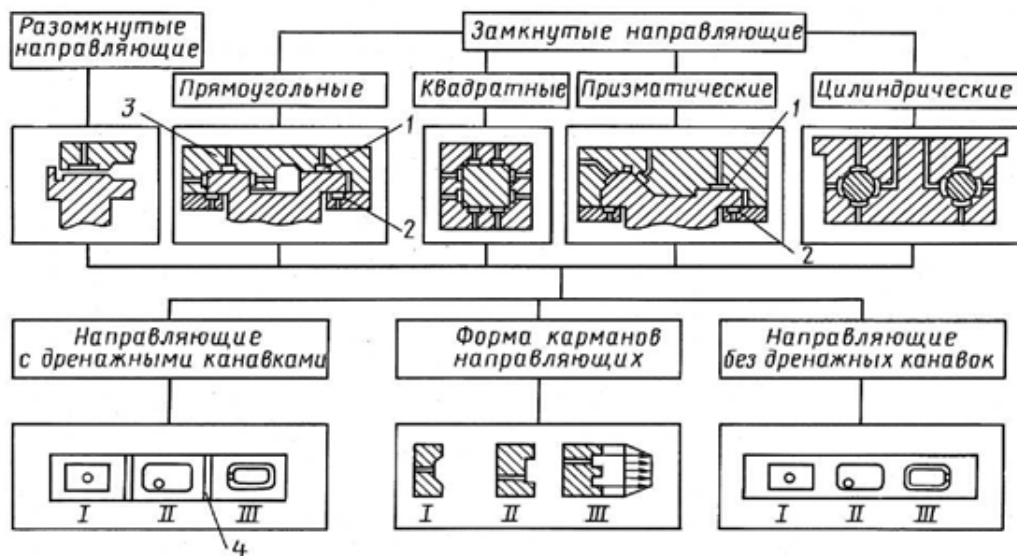


Рис. 8.36. Классификация гидростатических направляющих прямолинейного перемещения

Последние обеспечивают повышенную жесткость масляного слоя благодаря предварительной нагрузке дополнительной направляющей 2 при подводе к ней масла под давлением. Ее площадь, а следовательно, и несущая способность часто меньше, чем у основной направляющей 1. Обычно на поверхности направляющей подвижного узла, например, салазок 3, предусматривают два или более кармана, которые могут быть отделены дренажными канавками 4.

В сечении направляющие могут иметь форму квадрата, прямоугольника (для ползунов) или круга. Форма карманов (I, II, III) зависит от условий работы и размеров станка. Большую надежность и демпфирование обеспечивает форма кармана III в виде замкнутой канавки.

Принцип работы направляющих пояснен на рис. 8.37. В карман 5 подается под давлением масло. Вытекая наружу через зазор h , оно создает масляную подушку по всей площади контакта. Замкнутые (закрытые) направляющие (рис. 8.37, в), в которых образуются два рабочих зазора h_1 и h_2 , могут воспринимать в отличие от разомкнутых (рис. 8.37, а, б) значительные опрокидывающие моменты.

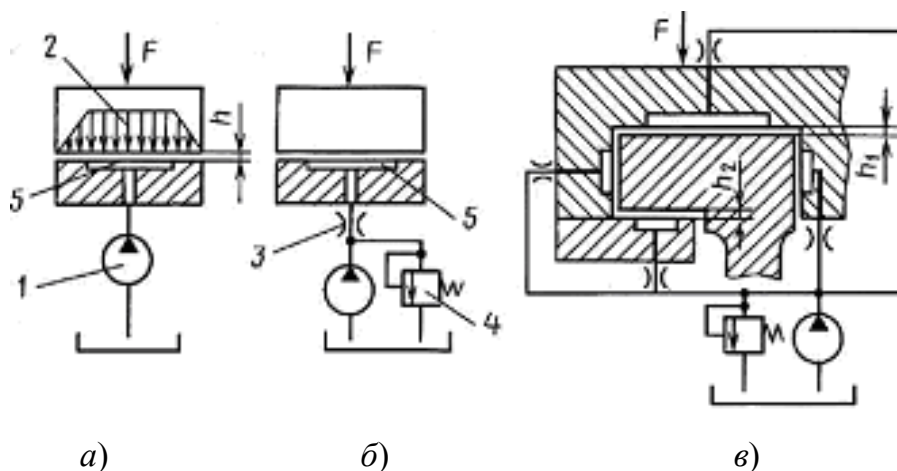


Рис. 8.37. Схемы гидростатических направляющих:
 а, б – разомкнутые; в – замкнутые: 1 – насос; 2 – эпюра давлений;
 3 – дроссель; 4 – предохранительный клапан; 5 – карман

Различаются гидростатические направляющие и направляющие с системой регулирования толщины масляного слоя. Наиболее просты и надежны системы с дросселями перед каждым карманом (рис. 8.37, б, в). Однако в случае разомкнутых направляющих они могут обеспечить необходимую жесткость масляного слоя лишь при большой массе подвижного узла.

Повысить жесткость масляного слоя можно путем использования для каждого кармана отдельного насоса постоянного расхода (или систему с одним насосом и делителем расхода). Такие системы применяют в тяжелых станках (карусельных, продольно-фрезерных и др.). Наилучшими с точки зрения жесткости и постоянства толщины масляного слоя являются направляющие с системой автоматического регулирования. Основу таких систем составляют дроссели, сопротивление которых автоматически изменяется в зависимости либо от толщины масляного слоя, либо от давления в масляном кармане.

Целесообразная форма карманов для гидростатических направляющих показана на рис. 8.38.

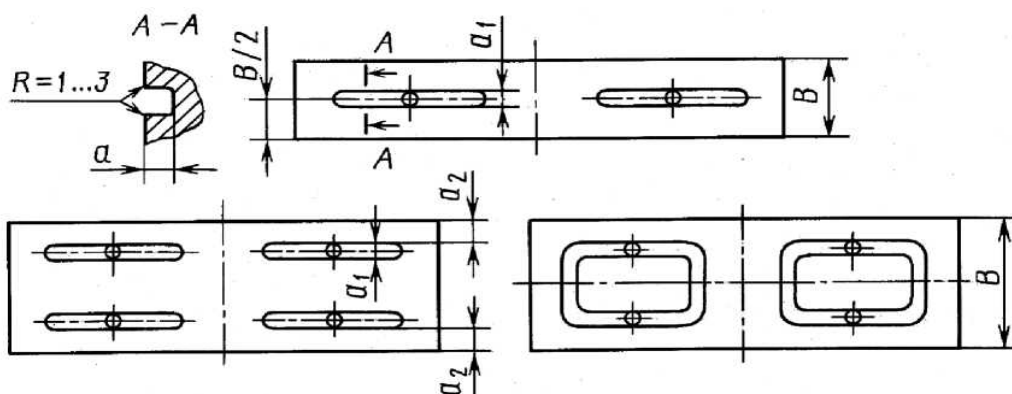


Рис. 8.38. Формы карманов гидростатических направляющих

Их геометрические размеры задают на основе ориентировочных зависимостей:

$$a = 0,5a_1; a_1 = 0,1B; a_2 = 2a_1.$$

Число карманов по длине направляющей не должно быть меньше двух, чтобы исключить перекос подвижного узла. Пример реализации гидростатических направляющих стола 1 в продольно-фрезерном станке показан на рис. 8.39.

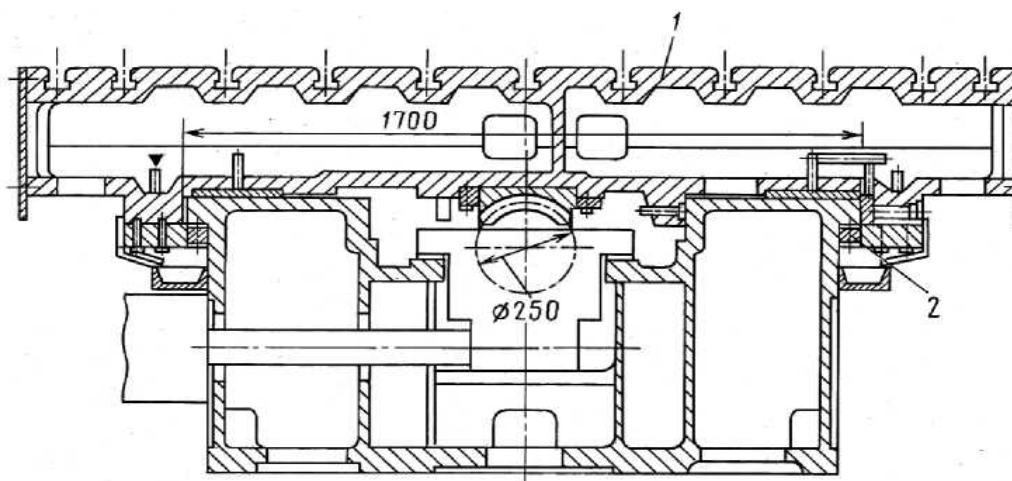


Рис. 8.39. Гидростатические направляющие продольно-фрезерного станка

Здесь для уменьшения влияния деформаций деталей на работу предусмотрены самоустанавливающиеся опоры 2. Гидростатические направляющие чувствительны к деформациям и погрешностям изго-

товления и монтажа, суммарная величина которых для сопряженных деталей не должна превышать примерно одной трети минимальной расчетной толщины слоя смазочного материала. Положительным свойством гидростатических опор является их способность в значительной мере усреднять исходные геометрические погрешности сопряженных поверхностей.

8.6.5. Аэростатические направляющие

В аэростатических направляющих разделения трущихся поверхностей добиваются подачей в карманы воздуха под давлением, в результате чего между сопряженными поверхностями образуется воздушная подушка.

Конструктивно аэростатические направляющие похожи на гидростатические. Типовая конструкция плоских аэростатических направляющих состоит из нескольких секций (рис. 8.40), разделенных дренажными каналами. Общее число секций должно быть не менее трех, предпочтительнее четыре секции, обеспечивающие наибольшую угловую устойчивость подвижного узла. Ширина B направляющей должна быть не менее 30 мм, а длина L каждой секции – не более 500 мм.

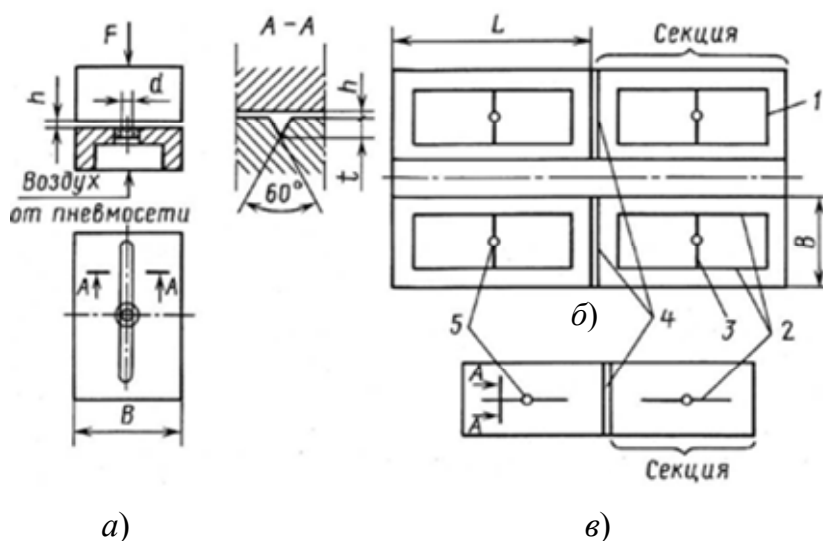


Рис. 8.40. Аэростатические направляющие:
a – принципиальная схема; *б* – секция опоры с замкнутой канавкой; *в* – секция опоры с прямолинейной канавкой

Каждая секция опоры имеет отверстие 5 диаметром d для подвода воздуха под давлением и распределительные микроканавки 1–3 глубиной t для развода воздуха по площади секции. Микроканавки в совокупности с поверхностью станины образуют капиллярные

каналы. Таким образом, воздух из области высокого давления, пройдя последовательно через три сопротивления (дроссель, микроканавка и зазор h между неподвижной и подвижной частями опоры), выходит через зазор в окружающую среду. Секции могут быть прямоугольными (рис. 8.40) в прямоугольных направляющих и частью кольца в кольцевых направляющих. Дренажные каналы 4 предотвращают перетекание воздуха из одной секции в другую, что повышает угловую жесткость воздушной подушки.

Воздух, подаваемый под давлением, проходит через дроссель и распределяется по канавкам 1–3, при этом образуется воздушный слой, разделяющий поверхности каретки и станины. В зоне, ограниченной микроканавкой, создается повышенное давление воздуха. За пределами микроканавок давление воздуха плавно снижается до атмосферного.

Расстояние от микроканавок до края направляющей должно быть не менее 15 мм, так как при меньшем расстоянии расход воздуха резко возрастает. В направляющих шириной более 40 мм микроканавки 1 и 2 образуют замкнутый контур (рис. 8.40, б), воздух в который поступает от дросселя через поперечную канавку 3. В узких направляющих (шириной до 40 мм) микроканавка 2 проходит через середину секции параллельно длинной стороне секции (рис. 8.40, в).

Назначение микроканавок – распределение сжатого воздуха по смазочному зазору. Для устранения опасности потери устойчивости и возбуждения интенсивных колебаний по принципу пневмомолотка карманы и распределительные канавки делают с треугольным профилем для обеспечения небольшого сжимаемого объема воздуха в них (рис. 8.40, а). Пример использования аэростатических направляющих представлен на рис. 8.41.

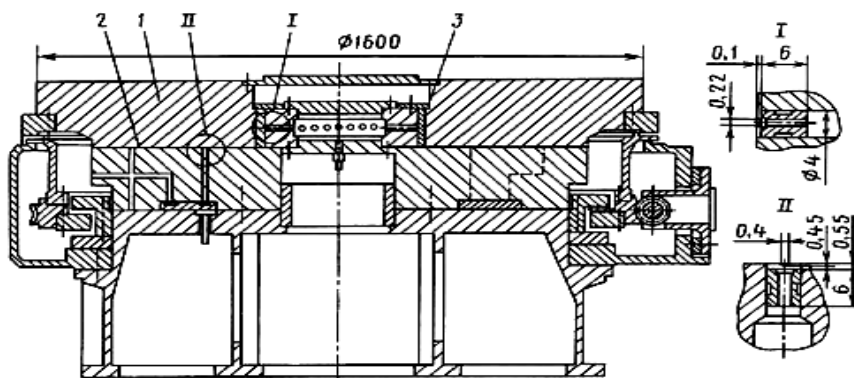


Рис. 8.41. Круговые аэростатические направляющие алмазно-фрезерного станка:

1 – планшайба; 2 – рабочая поверхность направляющих;
3 – радиальная опора

8.6.6. Комбинированные направляющие

Комбинированные направляющие – это сочетание в единой конструкции направляющих различного типа, дающее возможность использовать их преимущества.

Чаще всего встречаются комбинированные направляющие, выполненные на базе опор с возвратом тел качения и направляющих скольжения. Обычно опоры качения используют для устранения зазора в направлении, наиболее важном для обеспечения точности и исключения возможной переориентации узла при реверсах (в основном в столах и суппортах с возвратно-поступательным движением). Грани скольжения в этом случае воспринимают основную нагрузку (рис. 8.42). Для обеспечения равномерного движения на гранях скольжения закрепляют накладки из специальных материалов, имеющих хорошие характеристики трения.

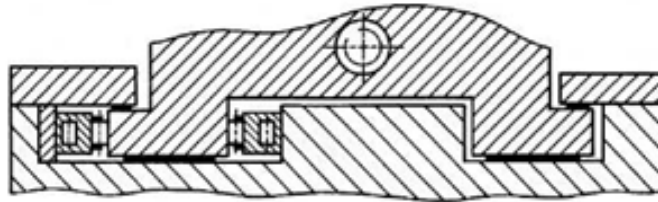


Рис. 8.42. Комбинированные направляющие станка Vertifront-30 (Германия)

Иногда в направляющих тяжелых станков основную нагрузку воспринимают роликовые танкетки, а слой пластмассы на вспомогательных гранях обеспечивает необходимые характеристики демпфирования. В этом случае желательно грани скольжения выполнять с частичной разгрузкой роликовыми опорами.

Весьма эффективна гидравлическая разгрузка наиболее ответственных направляющих скольжения за счет подачи в специальные карманы, выполненные на гранях короткой детали, масла под давлением. Подбором давления масла в карманах можно резко уменьшить удельное давление и коэффициент трения, обеспечить высокую долговечность направляющих и надежную фиксацию узла после перестановки. Сила трения в направляющих с гидравлической разгрузкой:

$$F_{\text{тр}} = f(F_N - F_{\Gamma}), \quad (8.43)$$

где F_N – нормальная составляющая нагрузки на грань; F_{Γ} – сила гидравлической разгрузки.

Использование подпружиненных роликовых танкеток на вспомогательных гранях гидростатических направляющих целесообразно в отдельных случаях в качестве способа создания силового замыкания в конструкции.

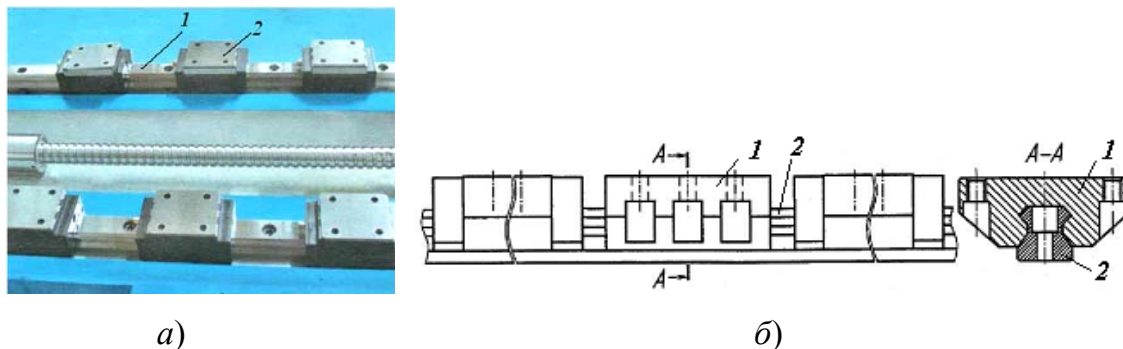


Рис. 8.43. Специальный демпфирующий элемент конструкции фирмы INA (Германия), установленный на роликовую направляющую:
а – общий вид; *б* – конструкция: 1 – танкетки качения; 2 – рельсовая направляющая

В МПП улучшают диссипативные характеристики путем установки специальных демпфирующих элементов, рассеяние энергии в которых осуществляется за счет выдавливания масла из узких щелей между этими элементами и рельсом (рис. 8.43).

8.6.7. Защита направляющих

Надежная защита направляющих необходима для предохранения рабочих поверхностей от грязи, мелкой стружки и абразивной пыли. Отсутствие защитных устройств в направляющих скольжения в несколько раз ускоряет изнашивание. Наиболее чувствительны к загрязнению направляющие качения. Абразивное загрязнение снижает долговечность направляющих; при попадании стружки возможно повреждение поверхностей в зоне контакта, а при значительном загрязнении качение может прекратиться. Применение того или иного защитного устройства определяется конкретными условиями работы и особенностями конструкции направляющих и станка в целом.

Уплотнения на концах направляющих более короткого узла или опоры качения защищают поверхности только от незначительного загрязнения. Их применяют обычно в сочетании с защитными устройствами других типов (рис. 8.44). Войлочные уплотнения быстро загрязняются (шаржируются), и поэтому их заменяют полимерными

или комбинированными уплотнениями (резина и металл, резина и войлок), которые подбирают в зависимости от материала направляющих, интенсивности загрязнения и метода смазывания.

Защитные устройства с металлическими скребками (рис. 8.44, *а*) удаляют только относительно крупные частицы отходов обработки. Лучше поверхность трения очищается при использовании полимерных (резиновых и пластмассовых) скребков (рис. 8.44, *б*).

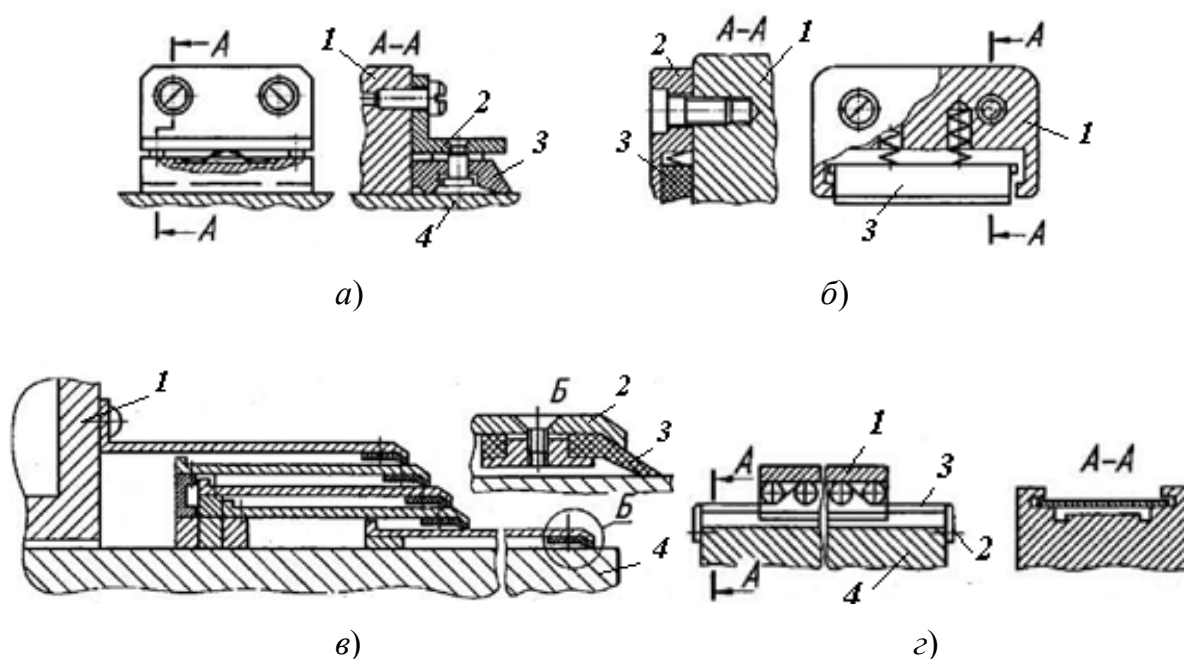


Рис. 8.44. Устройства защиты направляющих:
а – с металлическими скребками; *б* – с полимерными скребками;
в – с телескопическими щитками; *г* – с лентами;
 1 – рабочий орган; 2 – крепление; 3 – рабочий элемент;
 4 – базовая деталь

Направляющие металлорежущих станков часто оснащают различного вида щитками. Наибольшее распространение получили телескопические щитки (рис. 8.44, *в*) с уплотнениями, расположенными между ними. Такие щитки устанавливают в основном на средние и тяжелые станки при большой длине хода. Подвижные щитки охватывают направляющие со всех сторон и опираются одной поверхностью на рабочую грань направляющих через промежуточную бронзовую или пластмассовую прокладку. В тяжелых станках при большой массе щитков иногда предусматриваются опорные катки качения.

Щитки изготовляют из стальных листов толщиной 1,5–3 мм (в зависимости от размера щитка) с достаточно высокой точностью. Откло-

нения от плоскости не должны превышать 0,5 мм на 1 м. Для повышения надежности защиты направляющих от грязи, пыли, стружки во внутреннюю полость телескопических щитков в особо ответственных случаях подают воздух под небольшим избыточным давлением.

В станкостроении достаточно широко применяют защитные устройства с лентами (рис. 8.44, з). Их применяют при большой длине хода. Ленты бывают стальные и полимерные. Иногда применяют полиамидную пленку, армированную капроновой сеткой. Стальные ленты обязательно должны быть закалены. Для уплотнения стыка края ленты помещают в пазы, смазывают и прижимают пружинами.

Гофрированные меха являются защитными устройствами, обеспечивающими высокую герметичность. Они широко применяются в шлифовальных и прецизионных станках. Основной их недостаток, как и у телескопических щитков, связан с увеличением габаритов вдоль направляющих станины на величину сложенного устройства. Их изготавливают из полимерных материалов, обеспечивающих высокую долговечность устройства. Для защиты от горячей стружки и искр на внешнюю поверхность мехов наклеивают тонкую металлическую фольгу. При большой длине хода гофрированные меха снабжают поддерживающим каркасом, препятствующим провисанию.

ГЛАВА 9. КОМПОНОВКИ СТАНКОВ

9.1. Методика компоновочного проектирования станков

Поиск новых компоновок производится с использованием символического метода, при реализации которого разрабатывается структурная формула базовой компоновки станка.

Структурная формула компоновки – это определенная последовательность символов, обозначающих блоки компоновки, раскрывающая координатную принадлежность и способ сопряжения блоков. В структурных формулах используют систему координат и координатных движений.

Координаты X и Y независимо от расположения оси шпинделя обозначают наиболее распространенную плоскостную обработку заготовки. За положительное направление оси Z принимают направление от заготовки к инструменту. Ось X – всегда горизонтальная. Если ось Z – вертикальная, то положительное направление оси X будет вправо, если смотреть с лицевой стороны станка в сторону тыльной. Если ось Z – горизонтальная, то положительное направление оси X будет вправо, если смотреть в направлении от шпинделя к заготовке. Положение оси Y определяется по расположению двух других осей. Поступательные движения инструмента вдоль осей координат обозначают так же, как и соответствующие оси. На рис. 9.1 показано направление осей для двух компоновок. Дополнительные движения, параллельные осям X , Y , Z , обозначают соответственно x , y , z , вращательные движения вокруг осей – буквами A , B , C . Стационарный блок обозначают O .

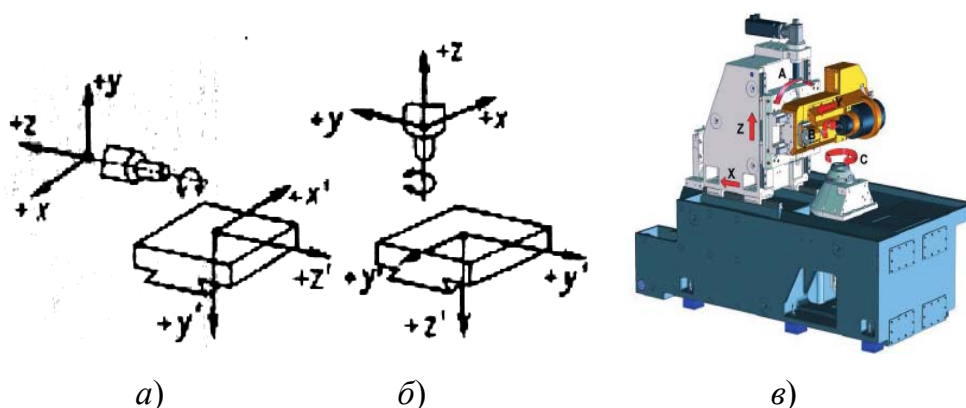


Рис. 9.1. Схемы выбора осей координат:

a – горизонтального шпинделя; b – вертикального шпинделя;
 $в$ – 3D модель станка

На рис. 9.2–9.4 показаны широко распространенные компоновки металлорежущих станков.

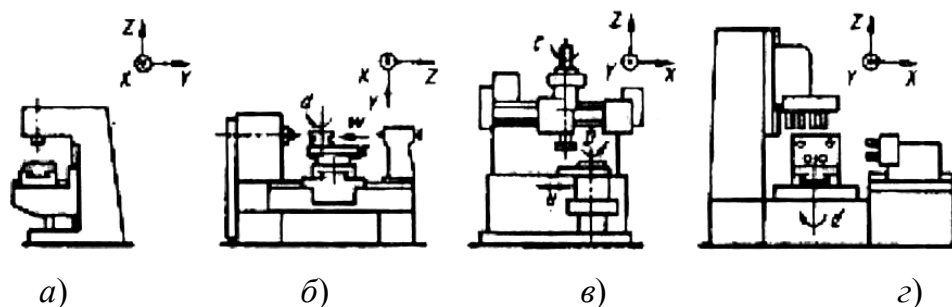


Рис. 9.2. Типовые компоновки станков:
a – фрезерного; *б* – токарного; *в* – зубодолбежного; *г* – агрегатного

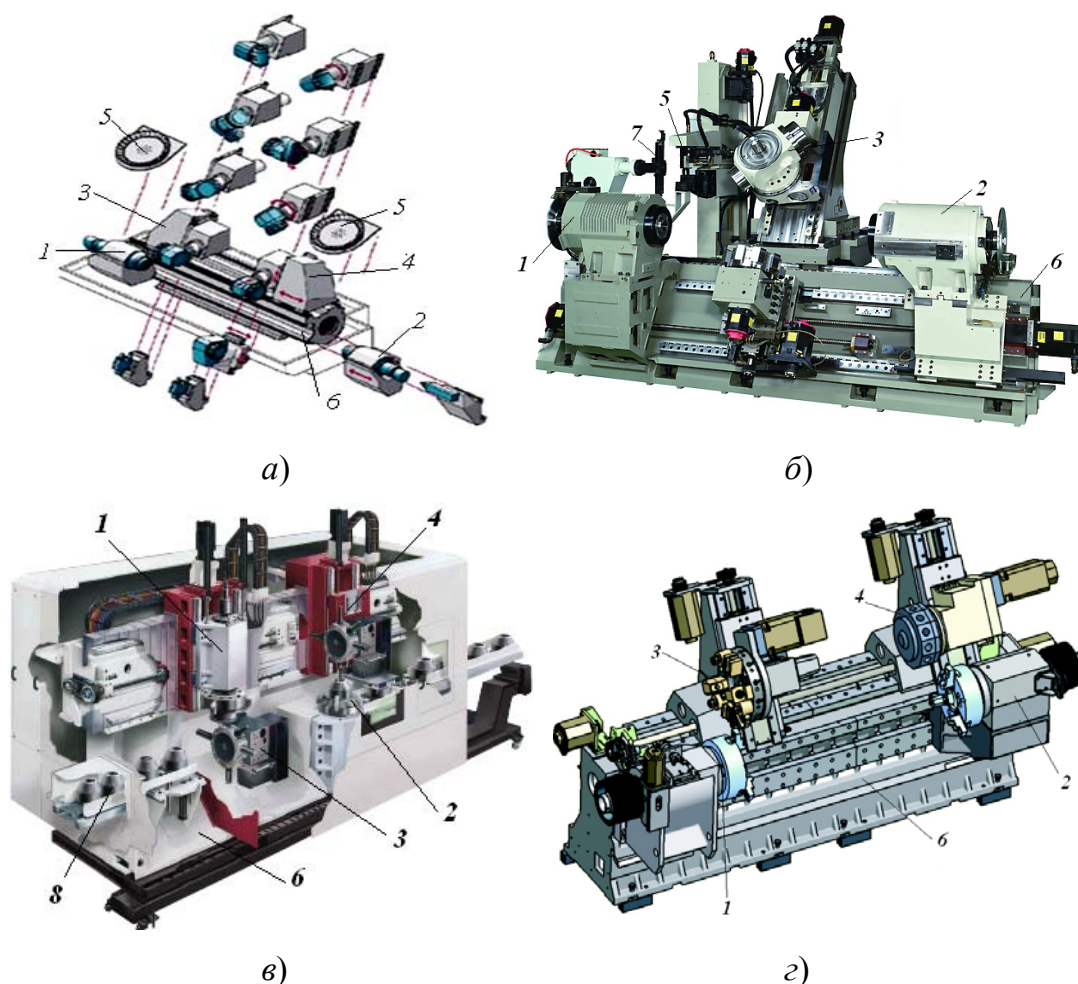


Рис. 9.3. Компоновки токарных станков с ЧПУ:
a – с модульными узлами; *б* – с поворотной револьверной головкой
в – с накопителем заготовок; *г* – 3D модель: 1 – шпиндельная бабка;
 2 – контршпиндель; 3, 4 – револьверные головки;
 5 – инструментальные магазины; 6 – станина;
 7 – инструментальный робот; 8 – накопитель заготовок

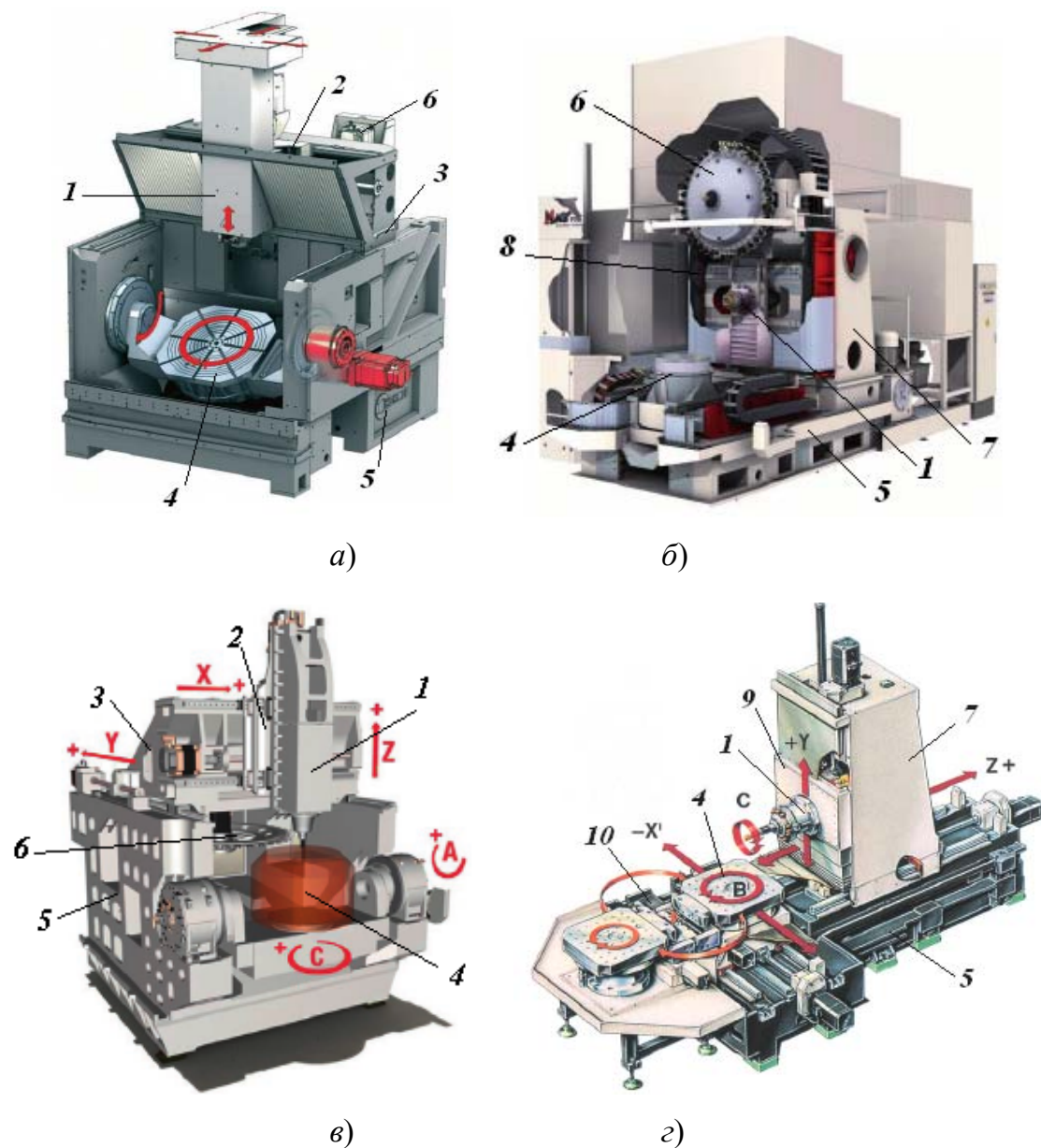


Рис. 9.4. Компоновки комплексных станков с ЧПУ:
 а – с глобусным столом; б – с горизонтальным шпинделем;
 в – 3D модель; г – со сменными столами: 1 – шпиндельный узел;
 2 – узел продольной подачи; 3 – узел поперечной подачи; 4 – стол;
 5 – станина; 6 – инструментальный магазин; 7 – стойка;
 8 – инструментальный робот; 9 – плита;
 10 – устройство автоматической смены столов

В формуле компоновки токарного станка $\hat{C}_h O(ZXbzd + zxZ)$ (рис. 9.2, б) строчными буквами обозначены установочные блоки: поворотные салазки суппорта и поворотный резцедержатель. В формуле компоновки зубодолбежного станка $\hat{C}_x O_x \frac{Z}{C}$ (рис. 9.2, в) в виде

доби записан штоссель, совершающий одновременно вращательное и поступательное движения. В формуле компоновки агрегатного сверлильного станка (рис. 9.2, *з*) с поворотным столом, вертикальной и двумя горизонтальными головками $bO(Z6\hat{C}_v + X2\hat{C}_h + Y4\hat{C}_h)$ цифры указывают число параллельных шпинделей с одинаковым характером движений. Более подробно обозначение и составление структурных формул на компоновки металлорежущих станков описаны в работе [4]. Записав формулу базовой компоновки станка, можно получить новые компоновки путем перестановки символов в формуле (рис. 9.5).

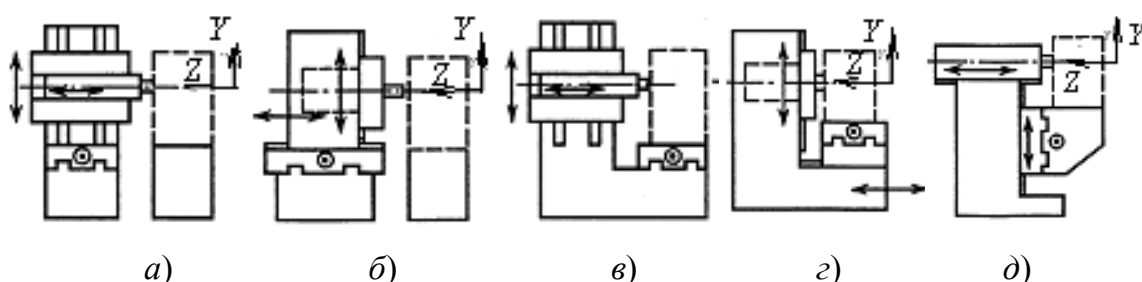


Рис. 9.5. Типовые компоновки расточного станка:
a – $OXYZC_h$; *б* – $OXZYC_h$; *в* – $XOYZC_h$; *г* – $XOZYC_h$; *д* – $XYOZC_h$

9.2. Размерный анализ компоновок оборудования

9.2.1. Качественный размерный анализ компоновок станков

Рассмотрим пример анализа компоновок на этапе разработки технического проекта. Для приведенной на рис. 9.6 компоновки требуется обеспечить соосность осей вращения узлов 1 и 2 отдельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

На рис. 9.6, *а* приведена схема компоновки, в которой узлы 1 и 2 устанавливаются на плоскости и боковыми планками поджимаются к направляющим буртикам станины 3. При такой установке каждый узел лишается пяти степеней свободы относительно станины. Требуемая точность положения узлов в направлении осей валов обеспечивается базированием относительно станины.

На этой схеме через $B_{\Delta} = B_{\Sigma}$, $B'_{\Delta} = B'_{\Sigma}$, $\beta_{\Delta} = \beta_{\Sigma}$ и $\beta'_{\Delta} = \beta'_{\Sigma}$ обозначены совпадение и параллельность осей в вертикальной и горизонтальной плоскостях. При схеме компоновки на рис. 9.4, *а* требования

точности к относительному положению 1 и 2 можно обеспечить следующим образом:

– автоматически после их установки на базовых поверхностях станины и поджима к направляющим буртикам. Для этого необходимо, чтобы линейные размеры $B_1, B_2, B_3, B'_1, B'_2$ и B'_3 и угловые размеры (требования параллельности) $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta'_1, \beta'_2$ и β'_3 выполнялись при обработке с такой точностью, при которой сумма погрешностей этих размеров не превышала допускаемых величин $B_\Delta, B'_\Delta, \beta_\Delta$ и β'_Δ . Сборка узлов по данной схеме наиболее проста, но механическая обработка деталей усложняется предъявляемыми к ним требованиями точности;

- пригонкой базовых плоскостей станины (или узлов 1 и 2);
- подбором компенсаторных прокладок, клиньев;
- дополнительной обработкой деталей по месту, т. е. по результатам измерений при сборке.

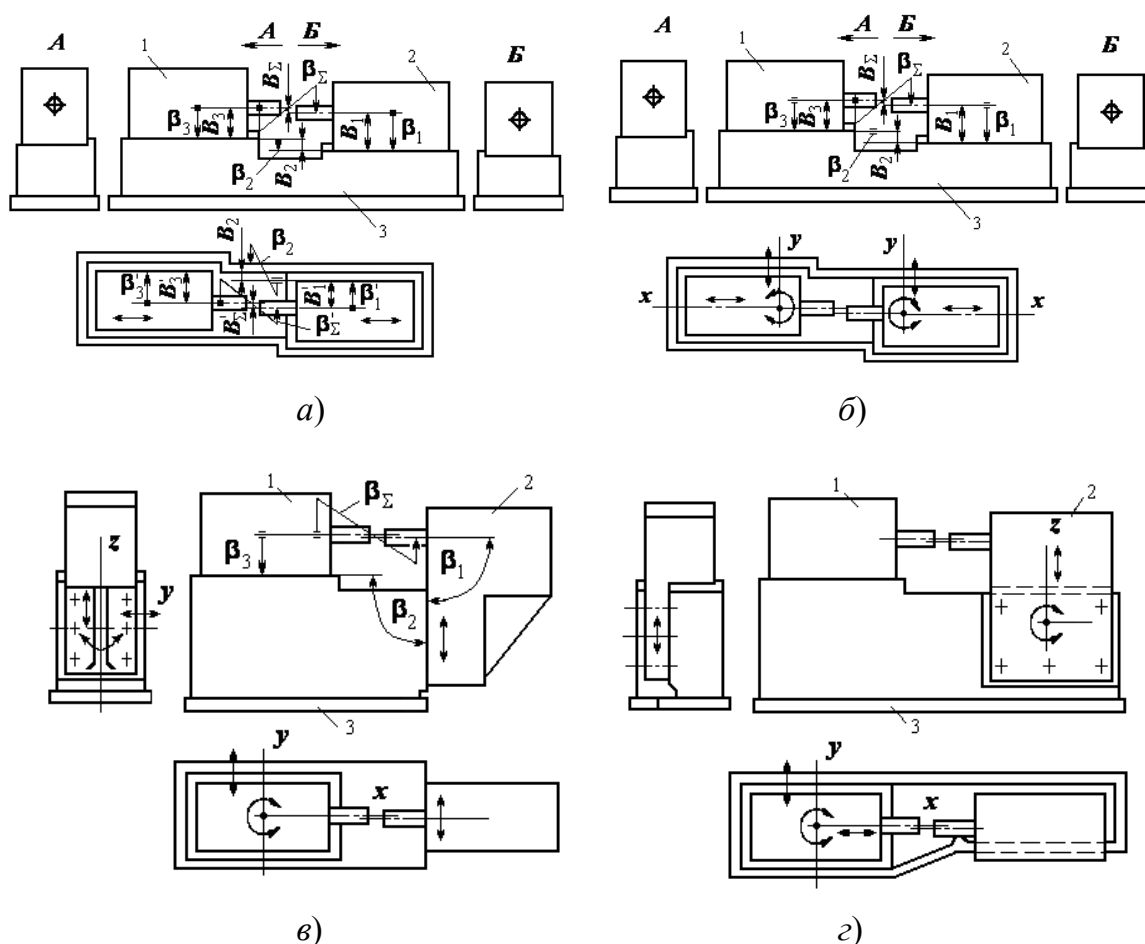


Рис. 9.6. Схема к размерному анализу компоновок станка при базировании узлов:

a – к буртику; *б* – к плоскости; *в* – к торцу; *г* – к боковой поверхности

На рис. 9.6, б приведена аналогичная предыдущей схеме компоновки, в которой узлы не поджимают к направляющему буртику. Вследствие этого они располагают степенями свободы перемещений по осям X и Y и поворота вокруг вертикальной оси, что позволяет обеспечить требуемую точность совпадения и параллельность осей валов в горизонтальной плоскости регулировкой. Для этого перемещают и поворачивают узлы в базовой плоскости до тех пор, пока оси валов не совпадут и не будут параллельны.

Совпадение и параллельность осей валов в вертикальной плоскости, как и в предыдущей схеме, следует обеспечить точным изготовлением деталей по размерам B_1 , B_2 , B_3 , β_1 , β_2 и β_3 (рис. 9.6, б), пригонкой, дополнительной обработкой или применением компенсаторных деталей.

В схеме компоновки, приведенной на рис. 9.6, в, узел 2 крепят к вертикальной торцовой плоскости станины. Базовые плоскости станины для узлов 1 и 2 расположены взаимно перпендикулярно. Каждый из узлов имеет три степени свободы. Это дает возможность обеспечить совпадение осей валов в вертикальной и горизонтальной плоскостях и параллельность в горизонтальной плоскости выверкой положения узлов. И лишь параллельности осей валов в вертикальной плоскости достигают точным изготовлением деталей по угловым размерам β_1 , β_2 и β_3 или другими методами, описанными выше.

В схеме компоновки, изображенной на рис. 9.6, г, узел 2 закреплен на боковой вертикальной плоскости станины. Каждый из узлов 1 и 2 обладает тремя степенями свободы во взаимно перпендикулярных плоскостях. В этом случае обе базовые плоскости станины параллельны осям. Это дает возможность обеспечить все требования точности к относительному положению узлов выверкой их положения. Допустим, что показанные на рис. 9.6 варианты компоновочных схем равноценны с точки зрения удобства эксплуатации и габаритных размеров. Тогда выбор наилучшей схемы компоновки зависит от результата экономических расчетов: схема, при которой стоимость изготовления станка минимальная, и будет наилучшей.

Для достижения точности соединения узлов с наименьшими затратами при выборе схемы компоновки можно руководствоваться следующими общими рекомендациями:

– конструктор должен по возможности избегать пригонок, выверок и регулировок при сборке, так как эти ручные операции всегда являются дорогостоящими;

– в первую очередь, конструктору следует выяснить, каковы требования точности к относительному положению узлов и сколько размеров деталей влияет на точность.

Если валы узлов соединяются муфтой, то величина T_{Δ} зависит от типа соединительной муфты. Так, соединительная муфта типа МУВП допускает весьма незначительное смещение и перекос осей соединяемых валов. При использовании кулачково-дисковой муфты могут быть допущены большие по величине погрешности, а при наличии муфты с торцеобразным упругим элементом допускаемые смещения и перекосы осей валов еще более значительны. Следовательно, при необходимости можно подобрать стандартную или сконструировать специальную соединительную муфту и увеличить таким образом значение T_{Δ} , т. е. расширить допуск на смещение и перекосы осей валов соединяемых узлов.

Иногда удается уменьшить число влияющих размеров расчетной схемы введением некоторых конструктивных изменений. Например, по схеме компоновки, изображенной на рис. 9.6, *a*, каждая из четырех расчетных схем содержит по три влияющих размера ($B_1, B_2, B_3, B'_1, B'_2, B'_3$ и $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta'_1, \beta'_2, \beta'_3$). Если вывести опорные поверхности плиты в одну плоскость, то влияющие размеры B_2 и β_2 из расчетных схем выпадают. При некоторых условиях такого результата можно достичь и в отношении влияющих размеров B'_2, β'_2 . Следует заметить, что в этих случаях не только уменьшается число влияющих размеров, но и упрощается конструкция станины, а также снижается стоимость ее изготовления.

Для конкретных изделий и условий производства можно выбрать компоновку, в которой часть требований точности обеспечивается регулировкой, а другую часть – точным изготовлением деталей.

При серийном производстве, как известно, широко применяют специальное оборудование, приспособление и инструменты. В этих условиях при изготовлении деталей удается выдерживать и сравнительно жесткие допуски.

На сборке ручные операции типа пригонок и регулировок при этом крайне нежелательны, поэтому в этом типе производства узлы соединяют часто гибкими связями (ремни, цепи, шарнирные муфты – карданные валы, компенсирующие муфты, и др.). Если жесткие связи узлов сохраняют, то требуемую точность их относительного положения обеспечивают точным изготовлением деталей, чтобы узлы при

их установке занимали точное положение и были лишены свободы перемещения и поворота (рис. 9.6, а).

При единичном и мелкосерийном производстве допустимо требуемую точность относительного положения узлов обеспечивать регулировкой, пригонкой и изготовлением некоторых простых деталей по месту.

9.2.2. Предварительный размерный анализ компоновок станков

На рис. 9.7 показаны схемы некоторых размерных цепей токарного станка. С помощью каждой из них решается своя конструкторская задача. Например, размерная цепь А определяет в вертикальной плоскости соосность переднего и заднего центров станка. Соосность центров обеспечивается размерами передней и задней бабок, а также мостика, на котором размещена задняя бабка. Размерная цепь В устанавливает размерную связь между поверхностью резцедержателя, на которую ставятся резец с осью переднего центра. Ее образуют размеры передней бабки, каретки, поперечного суппорта и резцедержателя. Размерные цепи А и Б обеспечивают относительное положение исполнительных поверхностей токарного станка и параллельно связаны друг с другом.

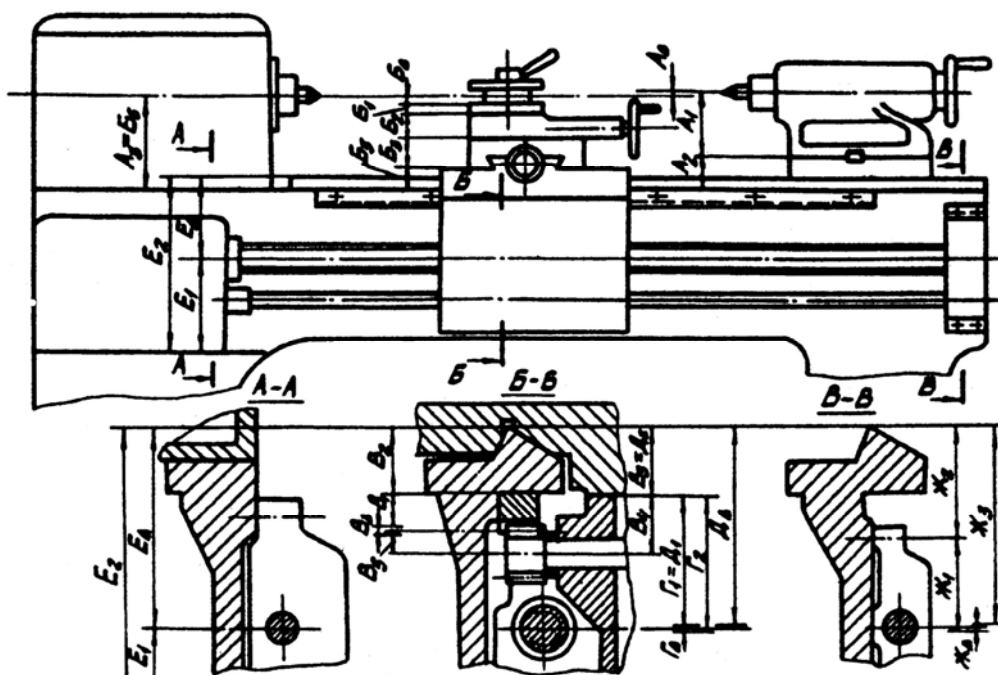


Рис. 9.7. Размерные цепи токарного станка

Размерные цепи В и Г представляют размерные связи соответственно между зубчатым колесом в фартуке и зубчатой рейкой, между ходовым винтом и маточной гайкой. С помощью размерных цепей Д и Е обеспечивается параллельность оси ходового винта направляющим станины. Условием параллельности является равенство $E_{\Delta} = D_{\Delta}$.

С помощью размерной цепи Ж достигается соосность ходового винта с отверстием в заднем кронштейне. Эти размерные цепи устанавливают размерные связи между сборочными единицами и деталями, составляющими станок. На рис. 9.7 можно видеть наличие параллельных связей между этими размерными цепями.

Пример. В результате размерного анализа необходимо определить численные значения технических требований к узлам. В качестве замыкающего звена принимаем β_{Δ} – отклонение от перпендикулярности оси отверстия шпинделя относительно поверхности стола (рис. 9.8).

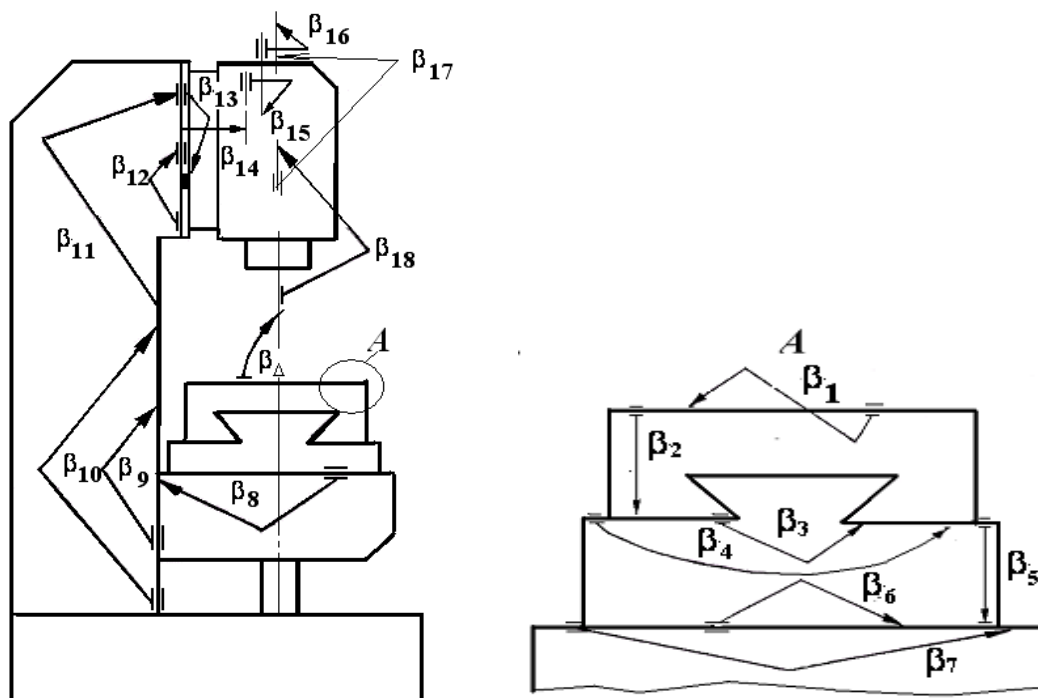


Рис. 9.8. Схема к размерному анализу компоновки станка

В качестве составляющих принимаем: β_1 – отклонение от линейности рабочей поверхности стола; β_2 – отклонение от параллельности нижних направляющих относительно рабочей поверхности стола; β_3 – отклонение от параллельности нижних направляющих; β_4 – отклонение от параллельности верхних направляющих поперечного суппорта; β_5 – отклонение от параллельности нижних направляющих попереч-

ного суппорта относительно верхних; β_6 – отклонение от линейности нижних направляющих поперечного суппорта; β_7 – отклонение от линейности верхних направляющих консоли; β_8 – отклонение от перпендикулярности вертикальных направляющих относительно верхних направляющих консоли; β_9 – отклонение от линейности вертикальных направляющих консоли; β_{10} – отклонение от линейности вертикальных направляющих стойки; β_{11} – отклонение от параллельности базовой поверхности стойки относительно ее вертикальных направляющих; β_{12} – отклонение от линейности базовой поверхности стойки; β_{13} – отклонение от линейности базовой поверхности головки; β_{14} – отклонение от параллельности оси отверстий корпуса головки относительно ее базовой поверхности; β_{15} – отклонение от параллельности оси наружных колец подшипников относительно оси отверстия под подшипники; β_{16} – отклонение от параллельности оси внутренних колец подшипников относительно оси наружных; β_{17} – отклонение от параллельности оси внутренних колец подшипников относительно оси посадочных поверхностей шпинделя; β_{18} – отклонение от параллельности оси посадочных поверхностей шпинделя относительно оси его отверстия;

Для расчета допусков составляющих звеньев размерной цепи воспользуемся методом равных допусков:

$$T_{\beta i} = \frac{T_{\beta \Delta}}{n}.$$

Производим анализ полученной точности звеньев. Если требуемую точность можно обеспечить механической обработкой, то расчет закончен. Если экономически нецелесообразно, то переходим к методу неполной взаимозаменяемости или применяем регулировку – вводим регулировочные элементы: клинья, планки, съемные направляющие; либо применяем метод подгонки: шабрение направляющих.

9.3. Расчет погрешности позиционирования

Моделирование ведется поэтапно. На первом этапе определяют точки контакта направляющих суппорта и станины (теоретически или экспериментально). Затем вводится система координат XYZ , так чтобы в ней была возможность точно определить координаты точек контакта направляющих (рис. 9.9).

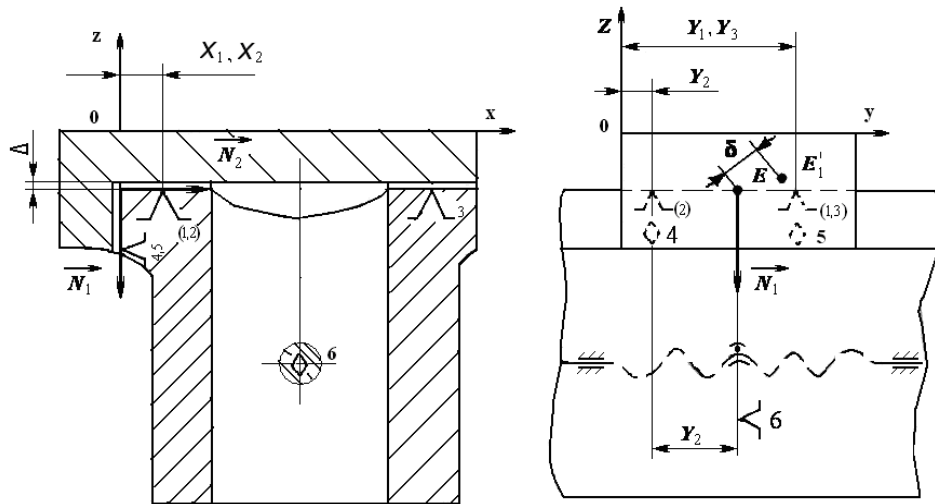


Рис. 9.9. Расчетная схема

На втором этапе формируются уравнения базовых плоскостей. Так, например, для первой плоскости, в которой располагаются три базовых точки 1, 2, 3, это уравнение можно записать в виде

$$\begin{vmatrix} x - x_1 & y - y_1 & z - z_1 \\ x_2 - x_1 & y_2 - y_1 & z_2 - z_1 \\ x_3 - x_1 & y_3 - y_1 & z_3 - z_1 \end{vmatrix} = 0. \quad (9.1)$$

Раскрыв определитель, после упрощения получаем:

$$A_1 x - B_1 y + C_1 z + D_1 = 0, \quad (9.2)$$

где

$$A_1 = (y_2 - y_1)(z_3 - z_1) - (y_3 - y_1)(z_2 - z_1);$$

$$B_1 = (x_2 - x_1)(z_3 - z_1) - (x_3 - x_1)(z_2 - z_1);$$

$$C_1 = (x_2 - x_1)(y_3 - y_1) - (x_3 - x_1)(y_2 - y_1);$$

$$D_1 = -A_1 x_1 + B_1 y_1 - C_1 z_1.$$

Вторая плоскость, в которой располагаются две базовых точки 4, 5 и вектор нормали к первой плоскости, описывается в виде определителя:

$$\begin{vmatrix} x - x_4 & y - y_4 & z - z_4 \\ x_5 - x_4 & y_5 - y_4 & z_5 - z_4 \\ A_1 & B_1 & C_1 \end{vmatrix} = 0.$$

Раскрыв определитель и после упрощения получаем:

$$A_2x - B_2y + C_2z + D_2 = 0, \quad (9.3)$$

где

$$A_2 = (y_5 - y_4)C_1 - B_1(z_5 - z_4);$$

$$B_2 = (x_5 - x_4)C_1 - A_1(z_5 - z_4);$$

$$C_2 = (x_5 - x_4)B_1 - A_1(y_5 - y_4);$$

$$D_2 = -A_2x_4 + B_2y_4 - C_2z_4.$$

Третья плоскость, в которой располагается одна базовая точка 6 и векторы нормали к первой и второй плоскостям, описывается в виде

$$\begin{vmatrix} x - x_6 & y - y_6 & z - z_6 \\ A_1 & B_1 & C_1 \\ A_2 & B_2 & C_2 \end{vmatrix} = 0.$$

Раскрыв определитель, после упрощения получаем:

$$A_3x - B_3y + C_3z + D_3 = 0, \quad (9.4)$$

где

$$A_3 = B_1C_2 - B_2C_1;$$

$$B_3 = A_1C_2 - A_2C_1;$$

$$C_3 = A_1B_2 - A_2B_1;$$

$$D_3 = -A_3x_6 + B_3y_6 - C_3z_6.$$

Решив уравнения (9.2)–(9.4) в виде системы, найдем координаты $X_E Y_E Z_E$ точки E пересечения трех базовых плоскостей.

При изготовлении и сборке узла возникают погрешности, приводящие к образованию реальных базовых точек $1', 2', \dots, 6'$. Подставив координаты новых точек в уравнение базовых плоскостей, получаем систему уравнений:

$$\begin{cases} A'_1x - B'_1y + C'_1z + D'_1 = 0; \\ A'_2x - B'_2y + C'_2z + D'_2 = 0; \\ A'_3x - B'_3y + C'_3z + D'_3 = 0. \end{cases} \quad (9.5)$$

Решив систему (9.5), можно определить координаты точки E' пересечения новых базовых плоскостей $X_{E'}Y_{E'}Z_{E'}$.

На третьем этапе рассчитывается погрешность позиционирования суппорта:

$$\delta = \sqrt{(x_E - x_{E'})^2 + (y - y_{E'})^2 + (z - z_{E'})^2}. \quad (9.6)$$

9.4. Анализ точности расположения узлов оборудования

Расчет ведется поэтапно. На первом этапе определяются точки контакта направляющих суппорта и станины (теоретически или экспериментально) (рис. 9.10). Затем вводится система координат XYZ , так, чтобы в ней была возможность точно определить координаты точек контакта направляющих.

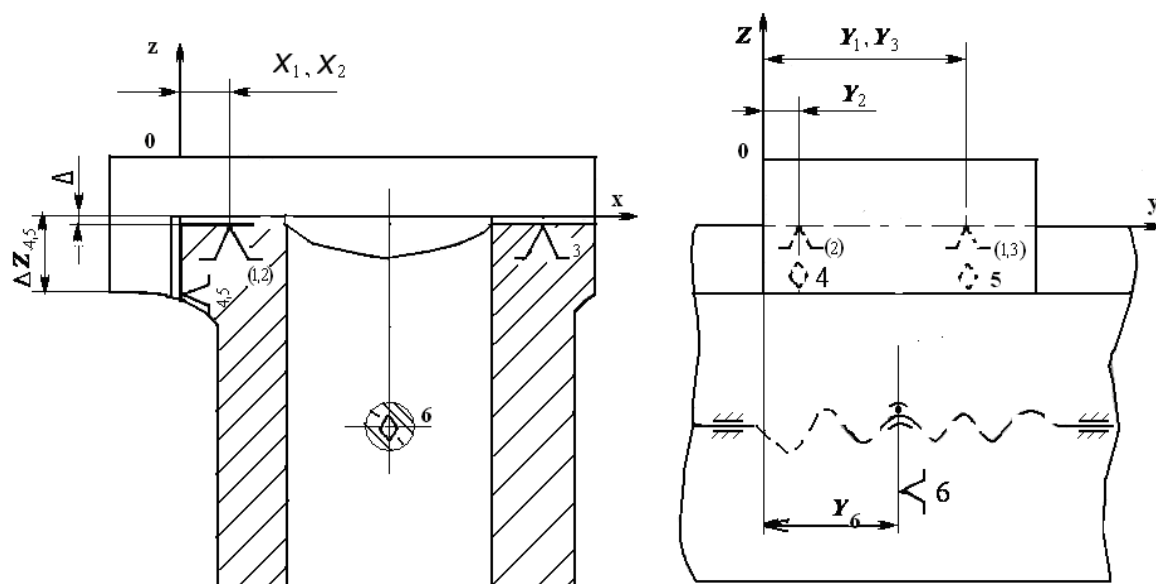


Рис. 9.10. Схема к расчету погрешности позиционирования суппорта матричным методом

На втором этапе вводятся обозначения: a – микроперемещение суппорта по оси X ; b – микроперемещение вдоль оси Y ; c – микроперемещение вдоль Z ; α – микроповорот вокруг оси X против часовой стрелки; β – микроповорот вокруг оси Y ; γ – микроповорот вокруг оси Z .

При изготовлении и сборке узла базовые точки относительно их номинальных положений получают погрешности Δ , которые можно выразить в направлении соответствующих осей: ΔZ , ΔY , ΔX .

Для нашего примера они имеют вид: ΔZ_1 ; ΔZ_2 ; ΔZ_3 ; ΔX_4 ; ΔX_5 ; ΔY_6 . Эти погрешности приведут к микроперемещениям и микроповоротам суппорта относительно станины.

На третьем этапе определяются влияние погрешностей базовых точек на микроперемещения и повороты суппорта относительно станины. Связи между погрешностями базовых точек и принятыми перемещениями и поворотами можно представить в виде направленного графа (рис. 9.11).

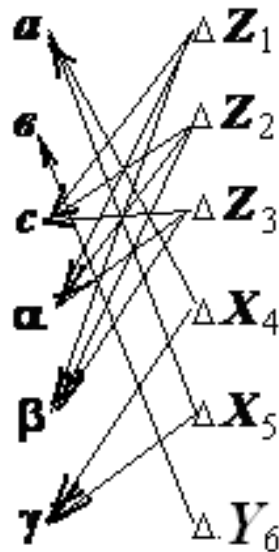


Рис. 9.11. Граф связей между погрешностями базовых точек и микроперемещениями и поворотами

На четвертом этапе граф связей между погрешностями базовых точек и микроперемещениями и поворотами необходимо представить в матричной форме:

$$\begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & g_{14} & g_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & g_{26} \\ g_{31} & g_{32} & g_{33} & 0 & 0 & 0 \\ g_{41} & g_{42} & g_{43} & 0 & 0 & 0 \\ g_{51} & g_{52} & g_{53} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & g_{64} & g_{65} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta Z_1 \\ \Delta Z_2 \\ \Delta Z_3 \\ \Delta X_4 \\ \Delta X_5 \\ \Delta Y_6 \end{bmatrix}, \quad (9.7)$$

где g_{ij} – элементы матрицы связи, отражающие влияние погрешностей базовых точек на микроперемещения и повороты суппорта.

Для определения численных значений элементов матрицы $[g_{ij}]$, необходимо рассматривать каждую базу в отдельности с записью влияния погрешностей выделенной базы на микроперемещения и повороты суппорта в матричной форме:

$$\begin{bmatrix} \Delta Z_1 \\ \Delta Z_2 \\ \Delta Z_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 & Y_1 & -X_1 \\ -1 & Y_2 & -X_2 \\ -1 & Y_3 & -X_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c \\ \alpha \\ \beta \end{bmatrix}. \quad (9.8)$$

Правило знаков: если погрешность базовой точки приводит к повороту узла против часовой стрелки, то коэффициент, влияющий на угол поворота, принимается со знаком «+»; если поворот происходит по часовой стрелки, то – со знаком «-».

Систему (9.8) необходимо решать методом Крамера.

Решив ее, получаем выражение для первого неизвестного c :

$$\begin{aligned} c = \frac{\Delta_1}{\Delta} &= \frac{\Delta Z_1(-Y_2 X_3 + X_2 Y_3)}{\Delta} - \frac{\Delta Z_2(-X_3 Y_1 + X_1 Y_3)}{\Delta} + \\ &+ \frac{\Delta Z_3(-Y_1 X_2 + Y_2 X_1)}{\Delta} = \frac{\Delta Z_1(-Y_2 X_3 + X_2 Y_3)}{\Delta} + \\ &+ \frac{\Delta Z_2(X_3 Y_1 - X_1 Y_3)}{\Delta} + \frac{\Delta Z_3(-Y_1 X_2 + Y_2 X_1)}{\Delta}. \end{aligned} \quad (9.9)$$

Сопоставляя элементы матрицы (9.7) и уравнение (9.9), определяют выражения для расчета элементов матрицы $\|g_{ij}\|$:

$$g_{31} = \frac{-Y_2 X_3 + X_2 Y_3}{\Delta}; \quad g_{32} = \frac{X_3 Y_1 - X_1 Y_3}{\Delta}; \quad g_{33} = \frac{-Y_1 X_2 + Y_2 X_1}{\Delta}. \quad (9.10)$$

Аналогично находят выражение для второго неизвестного α , из которого получаем:

$$g_{41} = \left(\frac{-X_3 + X_2}{\Delta} \right); \quad g_{42} = \left(\frac{X_3 - X_1}{\Delta} \right); \quad g_{43} = \left(\frac{-X_2 + X_1}{\Delta} \right). \quad (9.11)$$

Выражение для третьего неизвестного β находят аналогично:

$$g_{51} = \left(\frac{-Y_3 + Y_2}{\Delta} \right); \quad g_{52} = \left(\frac{Y_3 - Y_1}{\Delta} \right); \quad g_{53} = \left(\frac{-Y_2 + Y_1}{\Delta} \right). \quad (9.12)$$

Соотношения для второй базы будут иметь следующий вид:

$$\begin{bmatrix} \Delta X_4 \\ \Delta X_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & + Y_4 \\ 1 & Y_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a \\ \gamma \end{bmatrix}. \quad (9.13)$$

Решив полученную систему методом Крамера, получаем:

$$g_{14} = \frac{Y_5}{Y_5 - I_4}; \quad g_{15} = \frac{-Y_4}{Y_5 - Y_4}; \quad (9.14)$$

$$g_{65} = \left(\frac{1}{Y_5 - Y_4} \right); \quad g_{64} = \left(\frac{1}{Y_5 - Y_4} \right). \quad (9.15)$$

Записав соотношения для третьей базы, получим: $g_{26} = 1$.

Таким образом, подставив погрешности базовых точек в уравнение (9.7), рассчитываются микроповороты и перемещения суппорта.

9.5. Анализ статической точности компонок

9.5.1. Расчет жесткости по упрощенным моделям

Статическая точность отдельных базовых деталей определяется соотношениями:

$$u = \frac{F}{C_{\text{изг}}}; \quad \theta = \frac{M}{C_{\text{кр}}}, \quad (9.16)$$

где F – действующая сила; u – вызываемая силой деформация; M – крутящий момент; θ – угол закручивания на единицу длины.

Все силовые факторы сводятся к сосредоточенным силам, стенки базовых деталей принимаются постоянного сечения, все рассчитываемые детали рассматриваются как брусья, пластины или коробки. Влияние конструктивного оформления элементов – окон, ребер, переменности сечений по длине – учитывается введением некоторых приведенных параметров – толщины стенок, жесткости и т. д.

Для расчета базовых деталей составляется расчетная схема (рис. 9.12) с действующими нагрузками. Определяются деформации с использованием табличных формул. Например, прогиб u в середине пролета двухопорной балки (рис. 9.12, а) можно определить по формуле

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

а прогиб свободного конца балки с заделанным концом (рис. 9.12, б):

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

где F – поперечная сила в середине пролета или на конце заделанной балки, Н; L – длина рабочего участка балки, см; $(EJ)_{\text{пр}}$ – приведенная изгибная жесткость балки, Н · см².

Угол закручивания θ , рад, балки от действия крутящего момента:

$$\theta = \frac{M_{\text{кр}}L}{(GJ_p)_{\text{пр}}},$$

где $M_{\text{кр}}$ – крутящий момент, Н · см; $(GJ_p)_{\text{пр}}$ – приведенная крутильная жесткость, Н · см².

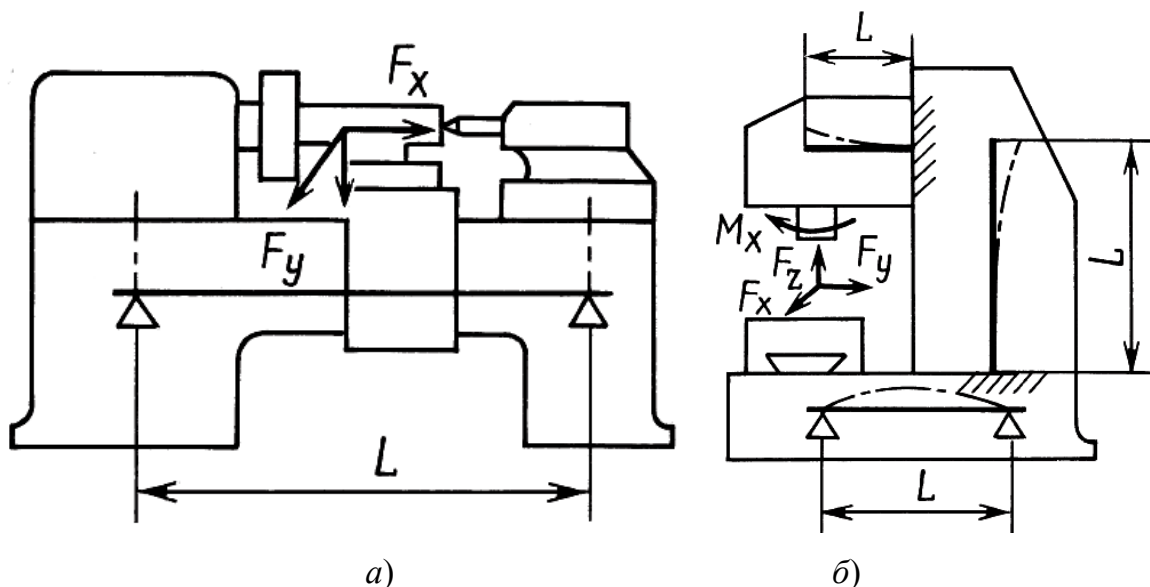


Рис. 9.12. Расчетные схемы для базовых деталей станков:
а – токарного; б – многоцелевого

Приведенная жесткость элемента на изгиб или кручение определяется из условия равенства перемещений элемента, рассматриваемого как брус или пластина и как пространственная система, при выбранном частном виде нагружения только изгибающими силами или только крутящими моментами. Она зависит от конструктивного оформления базовой детали, расположения перегородок, толщины стенок и т. п.

Жесткость соединений базовых деталей характеризуется отношением нагрузки к соответствующему перемещению в стыке. В общем балансе упругих перемещений несущей системы станка контактные деформации в стыках составляют от 30 до 70 %.

Линейная деформация δ , мкм, и поворот φ , мкм/см, в плоском стыке при нагруженной центральной силой F , даН, и моментом M , даН · см, (рис. 9.13) определяются выражениями:

$$\delta = k \left(\frac{F}{S} \right)^m ; \quad \varphi = k_M \frac{M}{J},$$

где k, k_M – коэффициенты контактной податливости; S, J – площадь и момент инерции сечения контакта; m – показатель степени, равный 0,5 для неподвижных поверхностей, обработанных чистовыми методами (для подвижных стыков $m = 1$).

Коэффициенты контактной податливости связаны соотношением

$$k_M = km \left(\frac{F}{S} \right)^{m-1}$$

и зависят от материала и качества обработки сопрягаемых поверхностей. Для стальных и чугунных деталей при чистовой обработке (точном точении, шлифовании и тщательном шабрении) $k = 0,15-0,2$ мкм · см²/даН, при притирке можно получить $k = 0,07$ мкм · см²/даН, а при сравнительно грубой обработке (фрезеровании, грубом шабрении) $k = 0,8-1,2$ мкм · см²/даН.

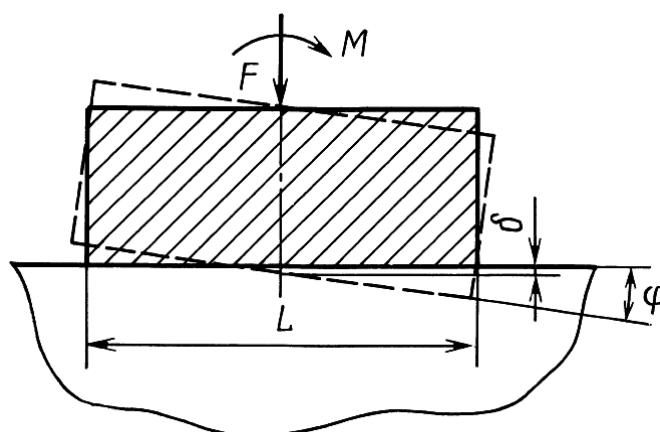


Рис. 9.13. Деформация плоского стыка при нагружении силой и моментом

Неподвижные стыки базовых деталей имеют, как правило, предварительную затяжку силами значительно большими, чем силы резания. Это позволяет считать жесткость стыка в приближенных расчетах близкой к постоянному значению.

Точность приближенных расчетов оценивается сравнением результатов расчетов и экспериментов на реальных станках аналогичных конструкций при статическом нагружении, соответствующем нагружению при резании. Во многих случаях, когда базовые детали из-за сложности формы не поддаются расчету, проводят исследование жесткости на моделях, геометрически подобных рассматриваемому элементу или всей базовой детали. Обязательным условием при этом является равенство критериев подобия модели и натуре.

При расчете *на жесткость методом конечных элементов* базовые узлы станка представляются в виде произвольной композиции из стержневых и пластинчатых элементов. Пластинчатые элементы могут быть треугольные и прямоугольные с шестью степенями свободы. Связь между элементами и узлами может быть не только жесткой, но и упругой. В качестве внешних воздействий могут быть сосредоточенные и распределенные нагрузки, моменты, тепловые деформации, предварительные смещения и деформации в стержнях и т. д. Элементы могут быть стержневые или пластинчатые, плоские или пространственные.

Исходная информация состоит из геометрических и физических данных базовой детали и внешних и внутренних воздействий. По программе автоматически или в диалоговом режиме с оператором происходит разбиение базовой детали на элементы с отображением результатов на дисплее. Результатом расчета являются компоненты смещений всех узлов конструкции в абсолютных координатах.

9.5.2. Температурные деформации компоновок станков

Температурные деформации базовых узлов оказывают существенное влияние на точность обработки, особенно в прецизионных станках при окончательных операциях. Основными источниками тепловыделений в станках являются двигатели, элементы привода, процесс резания. На рис. 9.14 показаны температурные смещения узлов плоскошлифовального станка с вертикальной осью шпинделя. Теплота Q , образовавшаяся в шпиндельной бабке, через стыки передается стойке станка. Ближние к источнику теплоты стенки будут нагреты сильнее, чем отдаленные, что вызывает искривление стойки и, как

следствие, нарушение углового положения оси шпинделя относительно плоскости стола. Неравномерность нагрева отдельных точек стойки сравнительно невелика – 5–8 °С при средней избыточной температуре корпуса шпиндельной бабки 12–15 °С. При этом нарушение заданного углового положения плоскости стола и торца шлифовального инструмента доходит до 0,1–0,15 мм/м.

Расчет и анализ температурных деформаций несущей системы усложняются тем, что тепловые воздействия изменяются во времени по случайному закону. Поэтому применяется приближенный метод расчета при наличии предварительных данных об источниках тепловыделений и температурном поле, т. е. распределении температуры в различных точках несущей системы после некоторого времени работы станка.

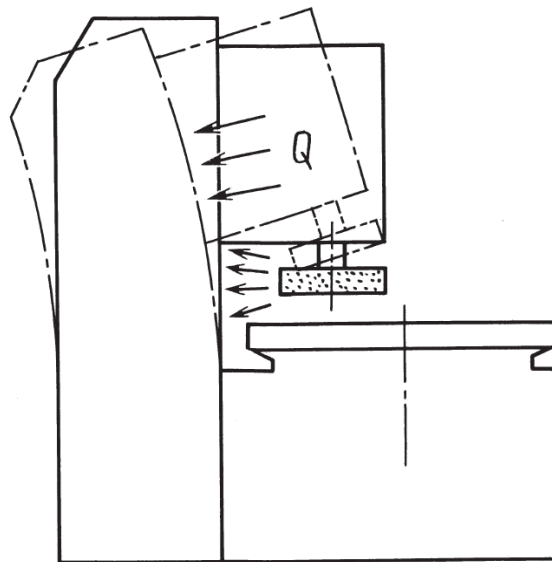


Рис. 9.14. Температурные деформации стойки плоскошлифовального станка

Основные пути уменьшения температурных деформаций:

- Уменьшение теплообразования в двигателях, опорах и передачах. Замена полужидкостного трения жидкостным и трением качения, что снижает силу трения и связанные с этим потери. Совершенствование системы смазывания путем замены смазывания разбрызгиванием и размешиванием на циркуляционную систему смазывания с нормированным количеством подаваемой смазочной жидкости или на систему смазывания масляным туманом, что также способствует уменьшению теплообразования и сокращению потерь.

- Тепловая изоляция источников тепла от основных деталей несущей системы и интенсивный отвод образующегося в них тепла, минуя несущую систему.

- Целесообразное расположение источников тепла, как правило, в верхней части станка, а наиболее мощных источников теплообразования: двигателей главного привода, резервуаров системы смазки, охлаждения и гидроприводов – вынесением на достаточное удаление за пределы станка, как это делается в современных прецизионных станках.

- Взаимная компенсация температурных деформаций за счет внесения целесообразных изменений в конструкцию базовых деталей в целях улучшения баланса температурных деформаций. Для регулирования величины температурной деформации иногда используют специальные материалы с коэффициентом линейного расширения, отличным от аналогичного для обычного литейного чугуна. Так, легированный никелем чугун (36 % Ni) имеет коэффициент линейного расширения в 5 раз меньший, чем у серого чугуна, а у сплавов типа инвар этот коэффициент меньше в 10–12 раз. Компенсация температурных деформаций возможна также при искусственном подогреве отдельных частей несущей системы, например, теплым воздухом от двигателей.

- Автоматическая компенсация температурных смещений путем измерения деформаций наиболее важных узлов и внесения поправок в их расположение от специального привода микроперемещений.

При конструировании базовых деталей необходимо учитывать следующее:

- Детали, работающие на растяжение и сжатие, обладают, как правило, значительно большей жесткостью, чем детали, работающие на изгиб и кручение.

- Наибольшую изгибную жесткость обеспечивают сечения с максимальным отнесением площади от нейтральной оси, а наибольшую крутильную жесткость – замкнутые кольцевые сечения. Разрез замкнутого контура приводит к уменьшению жесткости кручения в десятки и сотни раз.

- Для уменьшения местных деформаций в базовых деталях необходимо применять перегородки, препятствующие искажению контура и обеспечивающие совместную работу стенок. Этой же цели служат отдельные ребра и сетка ребер.

- Рациональный выбор опорных точек позволяет значительно уменьшить деформацию. Например, при постоянном сечении двух-

опорной балки установка опор в точках Бесселя на расстоянии $0,233L$ от концов балки уменьшает прогиб от собственной массы в 48 раз по сравнению с прогибом при опорах на концах.

- Снизить погрешности обработки можно применением конструкций, обеспечивающих наименьшее перемещение между инструментом и заготовкой в направлении, определяющем точность обработки. К ним, в частности, относятся симметричные конструкции, уменьшающие влияние тепловых деформаций на точность.

- Обработка базовых деталей с начальным деформированием в сторону, противоположную деформациям от массы или рабочей нагрузки, позволяет повысить точность обработки по длине. Этого добиваются также обеспечением малого изменения жесткости по координате обработки.

- Необходимо стремиться к рациональному балансу жесткости, чтобы базовые детали имели жесткость неподвижных стыков такого же порядка, что и сами базовые детали, а также чтобы в балансе податливости несущей системы не было деталей, на которые приходилась основная деформация.

ГЛАВА 10. СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СТАНКАМИ

10.1. Основные сведения и классификация систем управления

Программносители разделяются на аналоговые, электронные и трансляционные. В качестве аналоговых используют кулачки, копиры, линейки с упорами, перфоленты, магнитные ленты, а в качестве электронных – запоминающие устройства различного типа (например, ОЗУ, флеш-память), трансляционные – базируются на системах интернета.

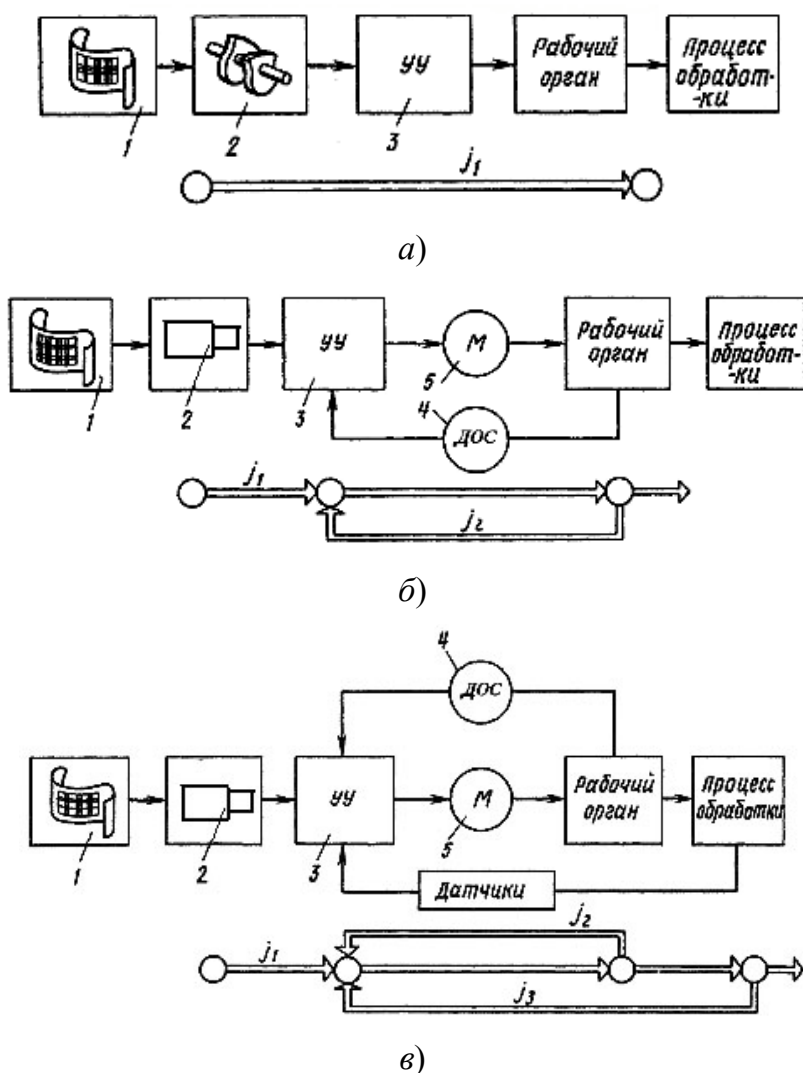


Рис. 10.1. Структурные схемы систем автоматического управления: а – разомкнутая; б – замкнутая с датчиком обратной связи по положению рабочих органов станка; в – адаптивная

Варианты исполнения систем автоматического управления (САУ) представлены на рис. 10.1. В первом варианте исполнения САУ (рис. 10.1, *а*) программа I управления, воплощенная в программоноситель 2 , вводится в управляющее устройство 3 (УУ), которое осуществляет управление рабочими органами станка. САУ в этом исполнении не контролирует, как в действительности обрабатывается программа управления (поток информации I_1).

Во втором исполнении САУ (рис. 10.1, *б*) в управляющее устройство поступают не только задающие сигналы программы управления, характеризующие требуемое положение рабочих органов станка (поток информации J_1), но и сигналы от измерительного преобразователя (ИП) датчика 4 обратной связи (ДОС), характеризующие действительное положение рабочего органа станка (поток информации J_2), или от датчиков, характеризующих действительные параметры процесса обработки детали (поток информации J_3 , рис. 10.1, *в*). Управляющее устройство перерабатывает получаемую информацию по определенному, заложенному в нем алгоритму (закону). Если имеется рассогласование сигналов требуемого и действительного положения, на выходе УУ возникает управляющее воздействие, подаваемое на приводной двигатель 5 .

В зависимости от числа управляемых координат станка системы управления могут быть одномерными и многомерными.

При изготовлении детали выделяют три этапа использования информации J , содержащейся в чертеже детали.

На I этапе используется часть этой информации J_C при выборе соответствующих средств производства: станка, стандартных и нормализованных режущих и вспомогательных инструментов и приспособлений.

На II этапе используют часть информации J_V при проектировании и изготовлении дополнительных специальных инструментов и приспособлений, кулачков, копиров, шаблонов и другого, а также при наладке автомата (установка кулачков, упоров, копира и т. д.).

На III этапе используется часть информации J_m , необходимой при управлении станком в ручную для обеспечения тех параметров детали, которые не гарантируются станком, технологической оснасткой и инструментом на предыдущих этапах.

Таким образом, полное количество информации, переносимое на деталь в процессе ее изготовления по чертежу, составляет:

$$J = J_C + J_V + J_m. \quad (10.1)$$

Анализ формулы (10.1) показывает, что, чем больше сумма $J_C + J_V$ по сравнению с J_m , тем больше степень автоматизации процесса изготовления детали, количественно характеризуемая отношением

$$\alpha = \frac{J_C + J_V}{J_C + J_V + J_m}. \quad (10.2)$$

При обработке на универсальном станке с ручным управлением доля J_C и J_V будет незначительной, а доля информации J_m – максимальной. В этом случае имеем малую степень автоматизации ($\alpha < 1$). При обработке детали на станке-автомате $J_m = 0$ и $\alpha = 1$.

Доля информации J_V позволяет определять степень мобильности применяемого оборудования, которая количественно определяется отношением

$$\beta = \frac{J_C}{J_C + J_V}. \quad (10.3)$$

При переходе к обработке новой детали на автомате с системой управления с распределительным валом (СУсРВ) необходим трудоемкий процесс изготовления кулачков и наладки автомата, т. е. $J_V \rightarrow \max$ и $\beta \rightarrow 0$. При применении универсального станка с ручным управлением или станка с ЧПУ – наоборот, доля $J_V \rightarrow 0$ и $\beta \rightarrow 1$.

Обобщая указанные признаки на рис. 10.2, представлена классификация САУ.



Рис. 10.2. Классификация систем автоматического управления

Аналоговые системы управления замкнутого типа. Простейшая схема системы управления замкнутого типа, приведенная на рис. 10.3, воспроизводит управление продольным и поперечным суппортами токарного станка.

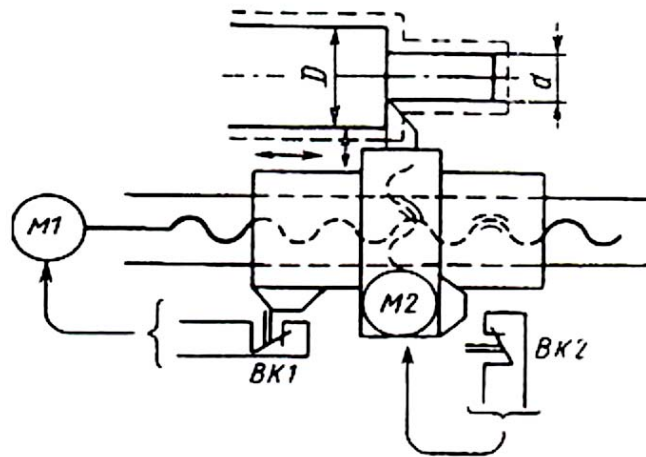


Рис. 10.3. Схема системы управления замкнутого типа с аналоговым программносителем

Принцип действия замкнутой системы управления с аналоговым программносителем не зависит от типа применяемого привода и датчика. Могут быть использованы как путевые переключатели и кулачки, так и жесткие упоры, работающие совместно с реле давления, установленному в системе гидропривода, контролирующее пройденный путь по изменяющейся нагрузке привода исполнительного устройства.

Главным недостатком таких систем является невозможность точного ввода информации о величинах перемещений, что приводит к необходимости выполнения пробных обработок на станках с последующими коррекциями положения программноносителей. В связи с тем, что переналадка занимает значительное время, эти системы экономически себя оправдывают при обработке деталей с высокой трудоемкостью.

Как правило, замкнутые аналоговые системы управления станками осуществляют контроль исполнительного органа (ИО) станка по пути (путевые), времени (временные), скорости, мощности, давлению и другим параметрам (рис. 10.4).

В путевых системах управления (рис. 10.4, а) ход исполнительного органа 1 ограничивается конечными выключателями КВВ (ограничивает ход вперед) и КВН (ограничивает ход назад). Движение подачи исполнительному органу сообщается по кинематической цепи: двигатель 5 – муфта 4 – винт 3, гайка 2. С конечными переключате-

лями взаимодействуют упоры 6, расположенные на ИО. Ход ИО равен $L = l_1 - l$, где l_1 – расстояние между конечными переключателями; l – расстояние между упорами 6.

Во временных системах (рис. 10.4, б) ИО 1 управляется с помощью командоаппарата, имеющего независимый привод и включающего в себя барабан с определенным числом дорожек, служащих для установки кулачков. Последний контактирует с блоком переключателей. Каждым ходом цикла управляют переключатели КВН (дают команду начала цикла) и КVK (дают команду конца цикла). Во временных системах управления программируется не путь, а время между началом и концом хода, один оборот командоаппарата соответствует продолжительности цикла, ход ИО равен $L = \frac{\alpha V_{cp} T}{360}$, где T – время одного оборота командоаппарата; α – угол установки кулачка; V_{cp} – средняя скорость ИО.

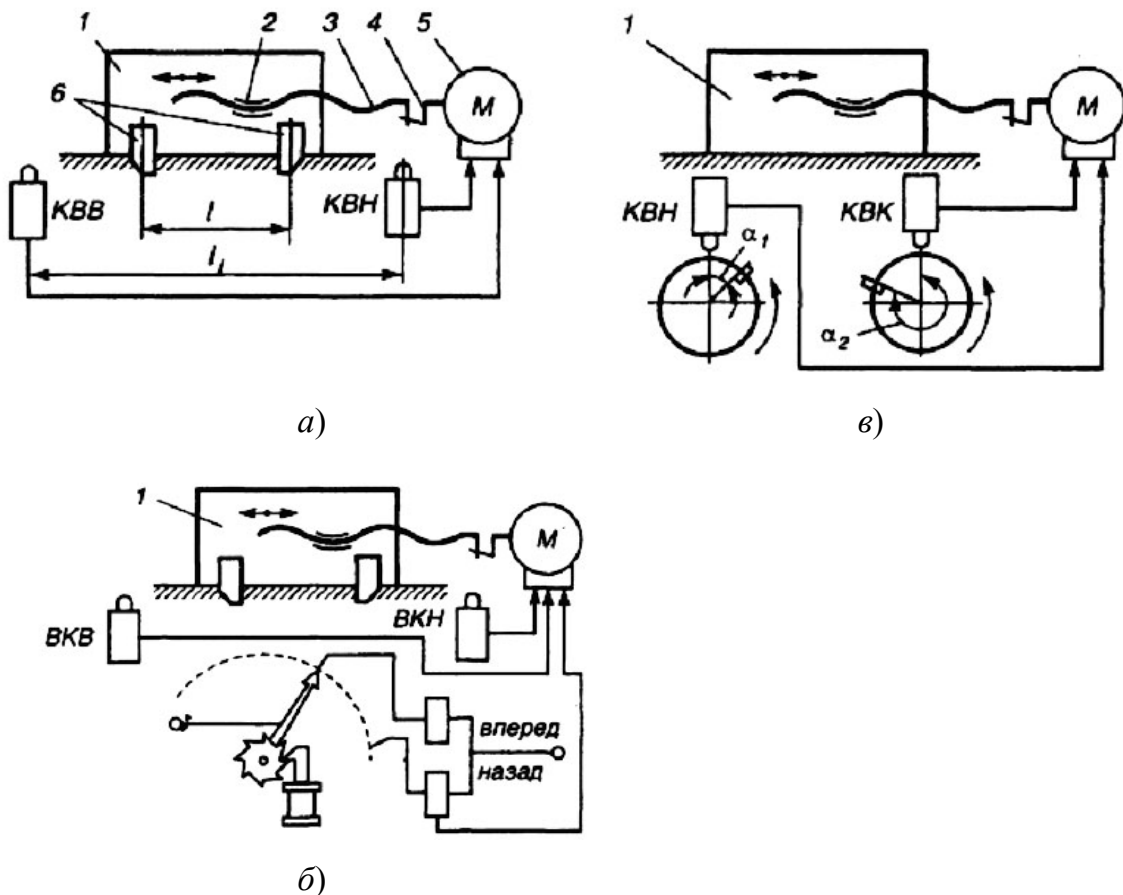


Рис. 10.4. Аналоговые системы управления замкнутого типа:
 а – путевая; б – временная; в – цикловая

Цикловая система управления (рис. 10.4, в) представляет собой комбинацию путевой и временной системы управления (СУ): ход ИО станка задается конечными переключателями (как в путевых СУ), а команды – командоаппаратом (как во временных СУ). Командоаппарат имеет привод дискретного (прерывного) действия.

10.2. Анализ копировальных систем прямого действия

Механические копировальные системы (без усилителей мощности) относятся к аналоговым незамкнутым СУ. Программоносителем в указанных СУ является копир, взаимодействующий со щупом (копировальным пальцем), жестко соединенным с рабочим органом, несущим инструмент.

Копировальная система прямого действия управляет двумя ИО – продольными 1 и поперечными 5 салазками, перемещающимися по координатным осям X и Z общего привода (рис. 10.5, а). Ведущим является движение по оси Z , получаемое от привода 3, а движение по оси X – следящим, так как оно вызывается перемещением щупа 7 по копиру 6. Это движение получают поперечные салазки 4, несущие резец 5, который обрабатывает заготовку 2, например, на токарном станке.

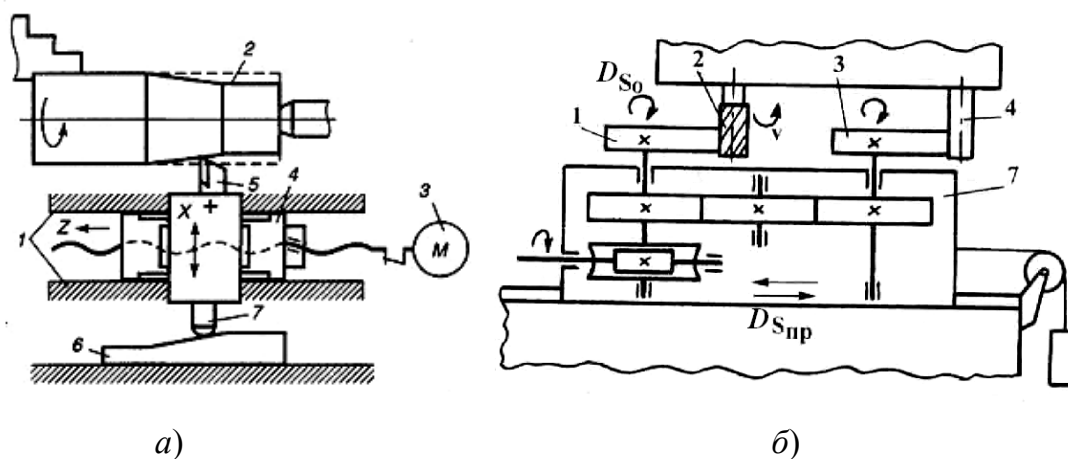


Рис. 10.5. Схемы копировальных систем управления прямого действия:
а – при точении; б – при фрезеровании

В системах для фрезерных станков (рис. 10.5, б) щуп 4 и фреза 2 жестко связаны. К ним под действием пружины прижимаются соответственно копир 3 и заготовка 1, находящиеся на подвижной про-

должно перемещающееся каретке 7 и синхронно поворачивающиеся с подачей слежения S_0 . Фреза при этом обрабатывает заготовку, повторяя на ней профиль копира.

Такие системы конструктивно просты, однако в них имеют место большие усилия на щупе (не менее усилия подачи), что приводит к деформациям и износу щупа и копира и обуславливает необходимость их изготовления из твердых материалов. При их работе возникают большие потери на холостые ходы, связанные с необходимостью возврата копира в исходное положение при повторении цикла обработки, а также допускают управление работой только одного инструмента.

10.3. Система управления с распределительным валом

10.3.1. Анализ систем управления с распределительным валом

Все системы управления с распределительным валом (РВ) по принципу совершения холостых ходов классифицируются на три типа [22].

Системы управления I типа с РВ (рис. 10.6, а). Привод вращения шпинделя и РВ с кулачками осуществляется от электродвигателя M соответственно через гитары сменных зубчатых колес X и Y . Особенностью этих систем управления является то, что частота вращения РВ для каждой настройки гитары сменных зубчатых колес Y будет постоянной в течение всего времени цикла T . Поэтому при изменении времени рабочих ходов пропорционально изменяется и время холостых ходов.

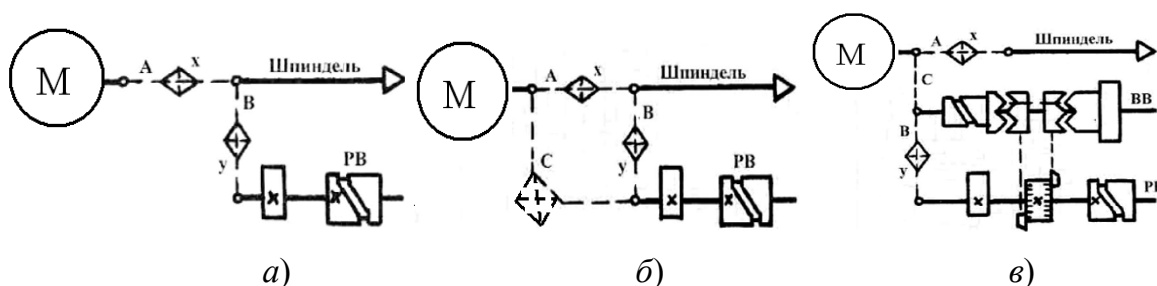


Рис. 10.6. Принципиальные схемы систем управления с распределительным валом:

а – I типа; б – II типа; в – III типа: А – кинематическая цепь привода главного движения с органом настройки X ; Б – кинематическая цепь привода распределительного вала с органом настройки Y

Другая особенность заключается в том, что кулачки, выполняющие холостые ходы, для определенного круга работ являются постоянными, требующими определенного постоянного угла поворота РВ ($\beta_I = \text{const}$) для осуществления холостых ходов. В то же время кулачки, выполняющие рабочие ходы, в зависимости от характера работ в каждом отдельном случае требуют различных углов поворота РВ.

Время холостых ходов t_{xxI} , с, равно:

$$t_{xxI} = \frac{\beta_I}{2\pi} T, \quad (10.4)$$

где β_I – угол поворота распределительного вала для холостых ходов (без учета совмещенных холостых ходов); $T = t_p + t_{xx}$ – время цикла обработки детали, равное сумме времени совершения рабочих ходов t_p и холостых ходов t_{xx} .

Производительность автоматов с системами управления I типа:

$$Q_I = \frac{1}{T} = K \left(1 - \frac{\beta_I}{2\pi} \right) = K\eta_I, \quad (10.5)$$

где $K = \frac{1}{t_p}$ – технологическая производительность; η_I – коэффициент производительности автоматов с системами управления I типа.

Анализ работы системы (рис. 10.6, а), а также зависимостей $t_{xxI} = f(T)$ и $Q_I = f(K)$ (рис. 10.7) показывает, что при $\beta_I = \text{const}$ и при переменном K (или T) время t_{xxI} будет переменным.

Поэтому при обработке сложных деталей с большим временем t_p (имеем T_{\max} и K_{\min}) время t_{xxI} будет также большим. В результате производительность автоматов получается низкой.

При обработке простых деталей (T_{\min} и K_{\max}) производительность автомата получается большой, но необходимо учитывать, что время на холостые ходы может получиться меньше того, которое допускается прочностью механизмов холостых ходов.

Системы управления I типа с РВ применяют в большинстве неметаллорежущих автоматов (пищевые, текстильные, полиграфические и др.), а также в металлорежущих автоматах для обработки простых деталей (например, в автоматах продольного точения моделей 1103, 1Б10П, в автоматах фирм «Tornos» и «Bechler» (Швейцария) «Strohm» (ФРГ) и др.).

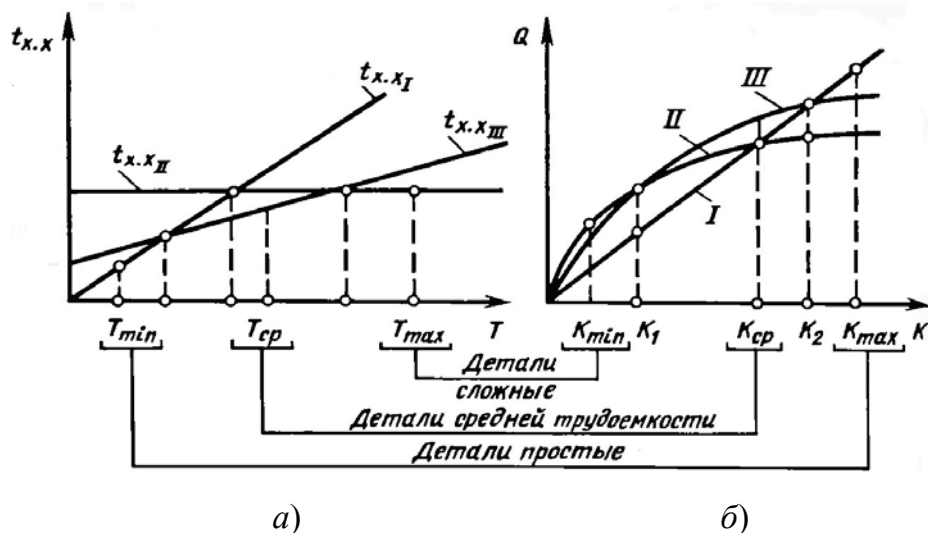


Рис. 10.7. Графики зависимостей для систем управления I, II и III типов с распределительным валом:
 $a - t_{xx} = f(T)$; $b - Q = f(K)$

Системы управления II типа с РВ (рис. 10.6, б). Особенностью систем управления этого типа является то, что РВ в течение цикла T имеет две скорости вращения.

Медленное вращение РВ при выполнении рабочих ходов производится через гитару сменных зубчатых колес Y , позволяющую менять частоту вращения РВ при обработке различных деталей.

Быстрое вращение РВ при выполнении холостых ходов производится по самостоятельной кинематической цепи с постоянным передаточным отношением C .

Частота вращения РВ на холостых ходах является постоянной ($n_{xx} = \text{const}$), и ее величину выбирают, исходя из прочности механизмов холостого хода.

Время холостых ходов:

$$t_{xxII} = \frac{\beta_{II}}{2\pi n_{xx}} = \text{const}, \quad (10.6)$$

где β_{II} – угол поворота распределительного вала при холостых ходах.

Например, в автомате модели 1Б240-6 $\beta_{II} = 215^\circ$ и $t_{xx} = 2$ с.

Цикловая производительность автоматов с системами управления II типа с РВ определяется по формуле

$$Q_{II} = \frac{1}{T} = K \frac{1}{1 + K t_{xxII}} = K \eta_{II}, \quad (10.7)$$

где $\eta_{II} = \frac{1}{1 + Kt_{xxII}}$ – коэффициент производительности автоматов с системами управления II типа.

Величина η_{II} является переменной, зависимой от технологической производительности K .

Считая, что все холостые ходы в данных системах управления выполняются при максимальной скорости вращения РВ, наиболее эффективно их применять при обработке сложных деталей и деталей из труднообрабатываемых материалов (рис. 10.7).

Системами управления II типа с РВ оснащены некоторые одношпиндельные и подавляющее число многошпиндельных автоматов и полуавтоматов: модели 1Б240, 1Б265, 1Б290, автоматы фирмы «Gildemeister» и «Pittler» (ФРГ), «Acme-Gridley» (США) и др.

Системы управления III типа с РВ (рис 10.6, в). Они представляют собой сочетание систем управления I и II типов. Распределительный вал в этих системах вращается как в системах I типа, с одной скоростью при выполнении всех рабочих и части холостых ходов (подвод и отвод поперечных суппортов). Для этих холостых ходов по

анalogии с системами I типа имеем $\beta_I = \text{const}$, а $t_{xxI} = \frac{\beta_I}{2\pi} T$.

Остальные холостые ходы (подача и зажим прутка, поворот револьверной головки, переключение частоты и направления вращения шпинделя и др.) выполняются с помощью вспомогательного вала (ВВ), вращение на который передаются с максимально возможной постоянной для данного автомата скоростью по цепи с передаточным отношением C . По аналогии с системами II типа для этих холостых ходов $t_{xxII} = \text{const}$. Выполнение холостых ходов с помощью ВВ управляется командными кулачками, установленными на РВ.

Общее время холостых ходов для автоматов с системами управления III типа: $t_{xxIII} = t_{xxI} + t_{xxII}$. Тогда время цикла обработки $T = t_p + t_{xxI} + t_{xxII}$.

Подставляя в эту формулу соответствующие выражения T и t_{xxI} , получаем, что производительность определяется по формуле

$$Q_{III} = \frac{1}{T} = K \left(1 - \frac{\beta_I}{2\pi} \right) \frac{1}{1 + Kt_{xxII}} = K\eta_I\eta_{III}. \quad (10.8)$$

Анализ формулы производительности показывает, что системы управления III типа занимают промежуточное положение между системами I и II типов, и поэтому рекомендуется их применять для обработки деталей средней сложности, когда имеем средние значения времени цикла T_{cp} и технологической производительности K_{cp} (рис. 10.7).

Системами управления с РВ III типа оснащены токарно-револьверные автоматы: модели 1Д112–1Д118, 1Б124–1Б136, автоматы фирм «Index» и «Taub» (ФРГ), фирмы «Tagex» (Швейцария) и др., а также некоторые неметаллорежущие автоматы и полуавтоматы.

При построении кулачков систем управления с РВ рекомендуется придерживаться следующей последовательности.

Спираль, размеченная дугами окружности, строится следующим образом (рис. 10.8, а). Вдоль радиуса-вектора откладывают равные интервалы $OO_1, O_1O_2, \dots, O_6O_7$ и через точки $O, O_1, O_2, O_3, \dots, O_7$ проводятся из точки O окружности. На окружности, описанной радиусом R_1 , равным расстоянию от оси вращения кулачка до оси поворота рычагов, откладывают равные дуговые интервалы $O'O_1, O_1'O_2, \dots, O_6'O_7$. Из точек O', O_1', \dots, O_7' радиусом R , равным радиусу плеч контактирующих рычагов, проводят ряд дуг окружностей. Точки пересечения дуг, проведенных радиусом R из точек O', O_1', \dots, O_7' с дугами, проведенными через точки O, O_1, \dots, O_7 , являются точками профиля кулачка.

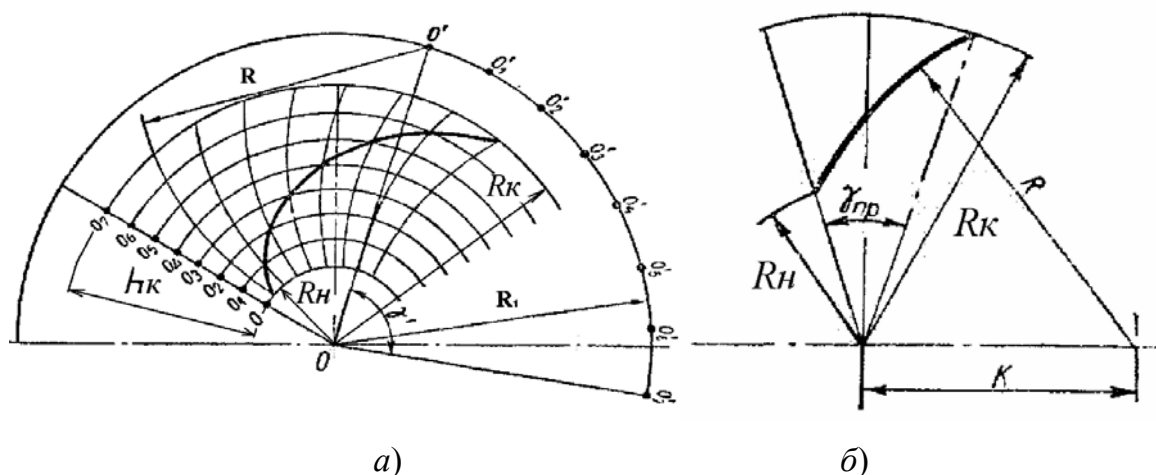


Рис. 10.8. Профилирование участков рабочих (а) и холостых (б) ходов дискового кулачка

Для упрощения построения профиля участка дисковых кулачков холостых ходов, очерченного логарифмической спиралью, его заме-

няют дугой окружности (рис. 10.8, б). Положение центра K и радиус R заменяющей окружности определяются по формулам

$$K = \frac{R_k - R_n}{2 \sin \frac{\gamma_{\text{пр}}}{2}}; \quad (10.9)$$

$$R = \sqrt{K^2 + R_n R_k}, \quad (10.10)$$

где R_k и R_n – конечный и начальный радиусы участка профиля кулачка; $\gamma_{\text{пр}}$ – профильный угол участка кулачка.

10.3.2. Расчет сил, действующих на кулачковый механизм

На рис. 10.9 представлен элементарный кулачковый механизм, состоящий из дискового кулачка 1 и сопряженного с ним толкателя 2, получающего прямолинейное перемещение в цилиндрических опорах.

Допустим, что центр вращения кулачка лежит на продолжении оси OO . Нагрузка P – это сила, которую должен преодолеть кулачковый механизм. В процессе работы в точке контакта кулачка и толкателя возникает сила, которая отклоняется по направлению от нормали на угол трения φ_1 .

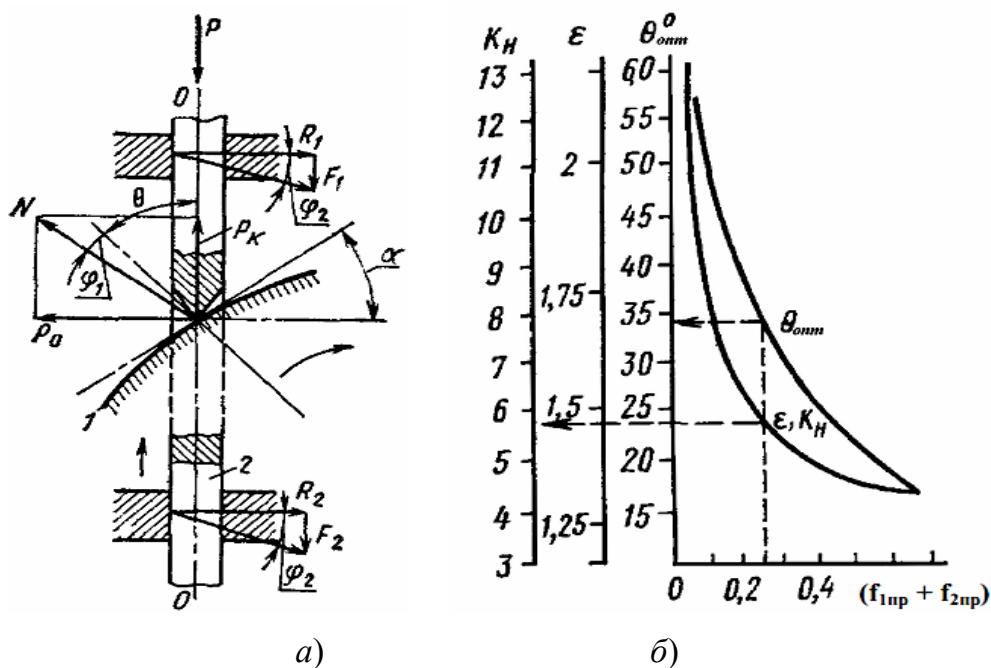


Рис. 10.9. Схема к расчету сил дискового кулачкового механизма
 а – расчетная схема; б – номограмма определения $\theta_{\text{опт}}$, $K_{\text{опт}}$ и $\epsilon_{\text{опт}}$

Сила P раскладывается на составляющие: окружную силу P_o на кулачке и силу P_k , преодолевающую силу P и силу трения F , возникающую в направляющих толкателя. Под действием силы P_o в опорах толкателя возникают реакции R_1 и R_2 и силы трения F_1 и F_2 . Если φ_2 – угол трения, то величина силы трения:

$$F = F_1 + F_2 = R_1 \operatorname{tg} \varphi_2 + R_2 \operatorname{tg} \varphi_2 = (R_1 + R_2) \operatorname{tg} \varphi_2 = P_o \operatorname{tg} \varphi_2. \quad (10.11)$$

Вертикальная составляющая:

$$P_k = P + F_1 + F_2 = P + P_o \operatorname{tg} \varphi_2 = P_o \operatorname{ctg}(\theta + \varphi_1). \quad (10.12)$$

Тогда необходимая окружная сила на кулачке:

$$P_o = \frac{P_k}{\operatorname{ctg}(\theta + \varphi_1) - \operatorname{tg} \varphi_2}, \quad (10.13)$$

где θ – угол давления.

Из схемы действия сил следует:

$$N = \frac{P_o}{\sin(\theta + \varphi_1)} = \frac{P_o}{\cos(\theta + \varphi_1) - \sin(\theta + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_2}. \quad (10.14)$$

Таким образом, коэффициент возрастания сил ε определяется по формуле

$$\varepsilon = \frac{N}{P} = \frac{1}{\cos(\theta + \varphi_1) - \sin(\theta + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_2} = \frac{\cos \varphi_2}{\cos(\theta + \varphi_1 + \varphi_2)}. \quad (10.15)$$

10.4. Системы циклового программного управления

В системах циклового программного управления (ЦПУ) одна часть программы управления – информация о цикле и режимах обработки – задается в числовом виде с использованием в качестве программноносителей как электромеханических информационных носителей (штекерные и коммутационные поля, программные барабаны, диодные перепрограммируемые матрицы и др.), так и электронных носителей и устанавливается на пульте управления штекерами, переключателями и др. Другая часть – размерная информация, характеризующая величины перемещений рабочих органов станка, устанавливается с помощью путевых упоров на специальных линейках или

барабанах. Для каждой координаты настраивают и устанавливают свою линейку.

На рис. 10.10 представлена функциональная схема системы ЦПУ. Информация о цикле и режимах обработки задается блоками задания и поэтапного ввода программы. Блок задания программы (программатор) представляет собой чаще всего штекерную панель, а иногда поворотный барабан. Получили распространение программаторы с ручным клавишным набором и запоминанием программы на электрических запоминающих устройствах (магнитных сердечниках, интегральных схемах). Блок поэтапного ввода программы выполняется в виде электронной или релейной счетно-распределительной схемы, построенной на шаговых искателях, электромагнитных реле или логических элементах.

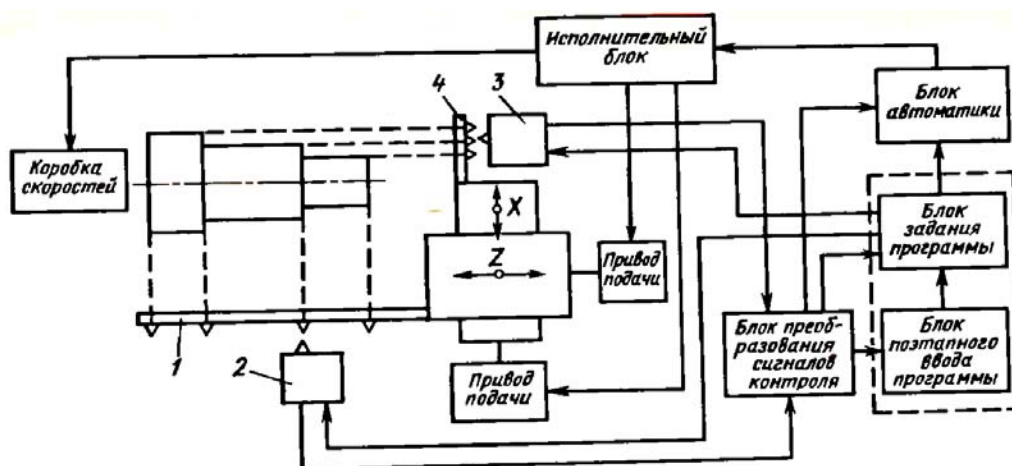


Рис. 10.10. Функциональная схема циклового программного управления

Далее информация поступает в блок автоматики, предназначенный для усиления и размножения команд, поступающих на исполнительный блок, затем, чаще всего через электромагнитные муфты, информация передается на исполнительные механизмы станка (привод подач, коробку скоростей и др.). Блок автоматики при необходимости обеспечивает выполнение элементарных циклов и может выполнять ряд логических функций.

Блоки системы ЦПУ выполняются на основе электрических, пневматических или гидравлических элементов.

В настоящее время в качестве блока автоматики используют программируемые контролеры (ПК), которые осуществляют сбор и логическую обработку сигналов, поступающих от датчиков, конеч-

ных переключателей, кнопок, а также формируют команды позиционного управления объектом – включение и выключение различных исполнительных механизмов и т. п.

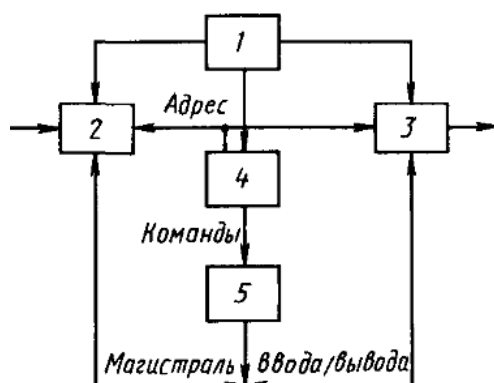


Рис. 10.11. Структурная схема программируемого контролера

Программируемый контроллер представляет собой универсальное устройство, состоящее из отдельных модулей (рис. 10.11):

- запоминающего устройства 4, в которое вводится программа логики цикла;

- блока управления 5 (процессор), обеспечивающего нужную последовательность использования информации, содержащейся в памяти, и реализацию основных логических функций;

- блоков входов 2, через которые воспринимаются сигналы с пультов управления и от механизмов станка, поступающие при воздействии на кнопки и переключатели и при срабатывании путевых выключателей (контактных и бесконтактных), реле давления и др.

- блоков выходов 3, через которые выполняется воздействие (включение и отключение) на силовые аппараты управления исполнительными органами – контакторы и электромагниты переменного и постоянного тока, электромагнитные муфты, а также на сигнальные индикаторы (лампы);

- сканатора 1 (генератора импульсов), производящего поочередный опрос входов и выходов;

- блока питания и соединительных кабелей;

- блока связи между отдельными ПК и ЭВМ верхнего уровня.

Помимо указанных модулей в комплект ПК для расширения его функций могут также входить периферийные устройства программирования, содержащие дисплей, устройства записи и считывания, тестовые устройства и др.

Размерная информация задается упорами на линейках *1* и *4* (рис. 10.10), закрепленных на продольном (ось *Z*) и поперечном (ось *X*) суппортах.

При перемещении линеек упоры воздействуют на блоки конечных выключателей *2* и *3*, обеспечивающих контроль за окончанием отработки каждого этапа и выдачу сигналов на блок преобразования сигналов контроля и далее на блок поэтапного ввода программы для включения следующего этапа обработки.

Точность срабатывания и остановки рабочего органа составляет $\pm 0,015$ мм. В качестве путевых переключателей применяются бесконтактные (индуктивные) датчики.

Настройку упоров можно производить заранее вне станка, при этом линейки выполняются съемными.

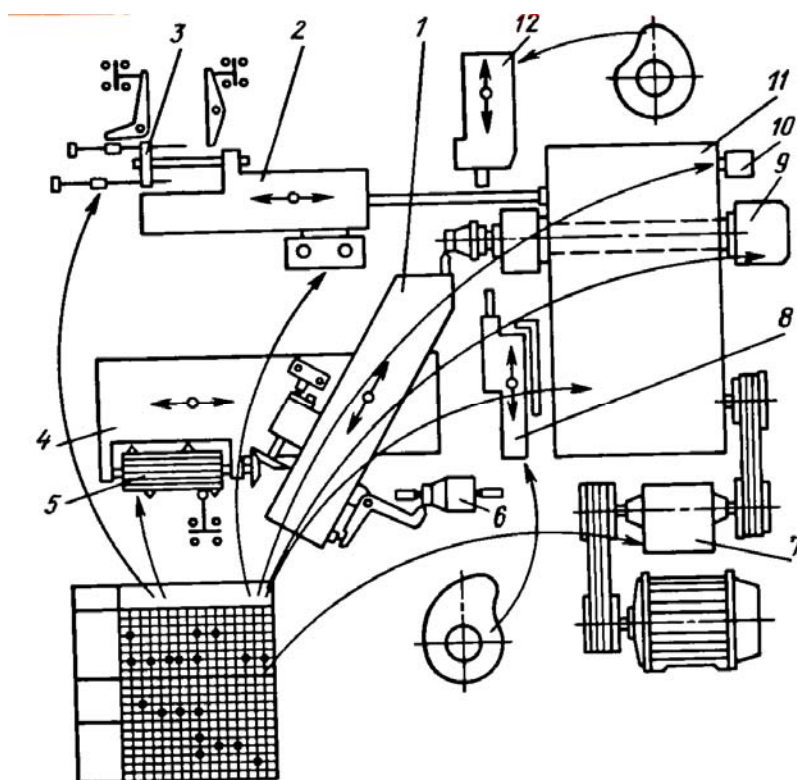


Рис. 10.12. Схема комбинированного управления токарно-револьверного автомата:

- 1* – копировальный суппорт; *2* – револьверный суппорт; *3* – барабан с упорами; задающий величины перемещения револьверного суппорта;
- 4* – продольный суппорт; *5* – барабан с упорами, задающий величины перемещения продольного суппорта;
- 6* – копир; *7* – коробка скоростей; *8*, *12* – поперечные суппорты с управлением от кулачков; *9* – механизм зажима заготовки;
- 10* – электродвигатель ускоренных перемещений;
- 11* – коробка подач револьверного суппорта

Системы ЦПУ применяют для управления фрезерными и токарными станками (например, станками моделей 6Р13Ц, 6С12Ц, 1А341Ц, 1416Ц и др.), а также промышленными роботами (например, модели СМ40Ц4301, «Универсал-15 М» и др.).

Существуют комбинированные системы управления на основе системы ЦПУ. Так, наряду с традиционными токарными автоматами с системами управления с РВ выпускаются автоматы, в которых управление циклом, режимами обработки и перемещениями продольных суппортов производится системой ЦПУ, а управление – перемещениями поперечных суппортов кулачками (рис. 10.12). Кроме этого имеется копировальный суппорт с управлением от следящей копировальной системы. Применение таких комбинированных систем управления позволяет при широких технологических возможностях и высокой степени автоматизации упростить переналадки автоматов и сократить затраты времени на нее.

10.5. Следящие системы автоматического управления

10.5.1. Устройство и характеристика следящих систем автоматического управления

Следящие системы управления могут быть непрерывными и дискретными, а также линейными и нелинейными.

Динамические свойства следящих САУ могут быть описаны уравнениями и графическими характеристиками – переходными и частотными. Если входное воздействие в следящей системе возникло внезапно, то в ней происходит переходный процесс, который постепенно переходит в установившийся режим работы (рис 10.13).

Поведение следящей системы во время переходных и установившихся режимов работы можно косвенно характеризовать ее амплитудной и фазовой частотными характеристиками.

Инерционность объекта управления, а также наличие некоторого запаздывания при прохождении сигнала по цепям следящей системы обуславливает возможность возникновения колебаний в системе. Амплитуда этих колебаний может уменьшаться или увеличиваться. Если, например, трение в направляющих и подшипниках будет велико, колебания будут затухающими (рис. 10.13), а система устойчивой. Но если энергия, поступающая по цепи «обратной» связи, окажется достаточной для преодоления сил трения с некоторым запасом, то амплитуда колебаний будет нарастать, объект управления – раска-

чиваться все сильнее, и система станет неустойчивой. О степени устойчивости системы судят по ее поведению в переходном процессе, по величине перерегулирования:

$$\sigma = \frac{n_{\max} - n_0}{n_0} 100 \%, \quad (10.16)$$

где n_{\max} и n_0 – соответственно максимальное и установившееся значения регулируемой величины.

Точность следящей системы характеризуется величинами статической $\delta_{\text{ст}}$ и динамической $\delta_{\text{д}}$ ошибок (рис. 10.13). Статической ошибкой $\delta_{\text{ст}}$ является ошибка, получаемая по окончании отработки входного сигнала $n_{\text{зад}}$ при неподвижном выходном валу следящего привода подачи. Она складывается из ошибок датчика обратной связи; кинематических погрешностей передаточных механизмов; ошибок от помех, дрейфа нулей и нечувствительности электронных и других усилителей мощности; ошибок, возникающих в статике под действием нагрузки на управляемый рабочий орган станка.

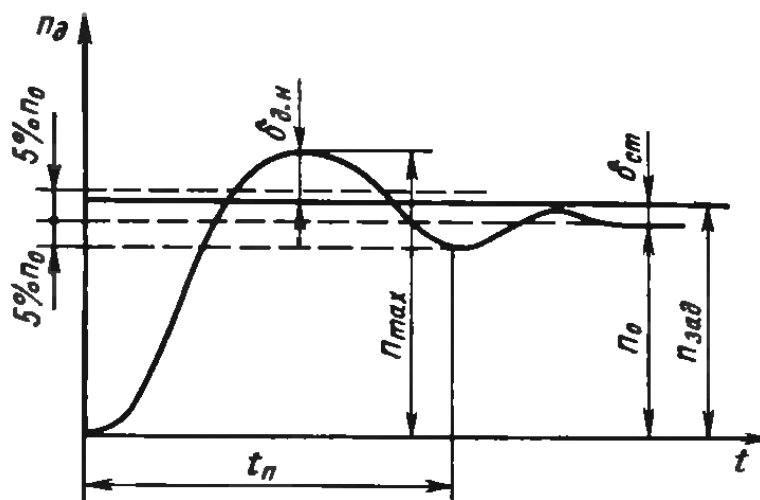


Рис. 10.13. Графики переходных процессов в следящей системе автоматического управления при ступенчатом изменении

Для уменьшения степени влияния динамической погрешности следящей системы на точность воспроизведения заданного контура детали требуется высокое быстродействие системы управления. Неблагоприятная форма кривой переходного процесса с большим перерегулированием является причиной возникновения дополнительной погрешности слежения и недопустимых динамических сил, действующих

на кинематические цепи станка. Быстродействие следящей системы управления характеризуется временем переходного процесса – t_{Π} (рис. 10.13).

На основе следящей системы управления построены различные типы следящих копировальных систем и систем чистового программного управления замкнутого типа.

10.5.2. Принцип работы следящих копировальных систем автоматического управления

В станкостроении применяют различные виды следящих копировальных систем: электрические, гидравлические, электрогидравлические, пневмогидравлические и др.

Формообразование на станках со следящими копировальными системами управления может осуществляться двумя путями:

1) путем обхода копира 4 (рис. 10.14) при включении и выключении движений подач от электродвигателя 2 на короткие промежутки времени с помощью электромагнитных муфт 1 и 3 (рис. 10.14, а), которые включаются или отключаются замыканием или размыканием контактов (рис. 10.14, б) при подъеме или опускании щупа 5 (система «включено–выключено»);

2) путем обхода копира при непрерывном регулировании соотношения скоростей подачи – методом слежения.

Следящими копировальными системами управления оснащаются токарные, фрезерные и другие типы станков (например, модели 1Б732, 6Б444, 6445, 6М42К и др.) для обработки деталей типа ступенчатых валов, кулачков, шаблонов, ковочных и вырубных штампов, кокилей, металлических моделей, пресс-форм и др.

Копировальная система, оснащенная головкой с *дифференциальным трансформатором*, представлена на рис. 10.14, в.

Щуп 2 благодаря шарнирной опоре 3 может перемещаться копиром 1 в осевом направлении и отклоняться на небольшой угол. На конце щупа и на качающемся рычаге 5 имеются конические гнезда, куда помещен шарик 4. Благодаря этой опоре, отклонение рычага 5 происходит не только при осевом смещении щупа 2, но и при его угловом отклонении. На конце рычага 5 установлен якорь 6, расположенный между двумя сердечниками 7 дифференциального трансформатора. На первичную обмотку трансформатора подается напряжение, а со вторичной снимается управляющее напряжение (сигнал рассогласования) при отклонении якоря 6 от среднего положения вправо или влево.

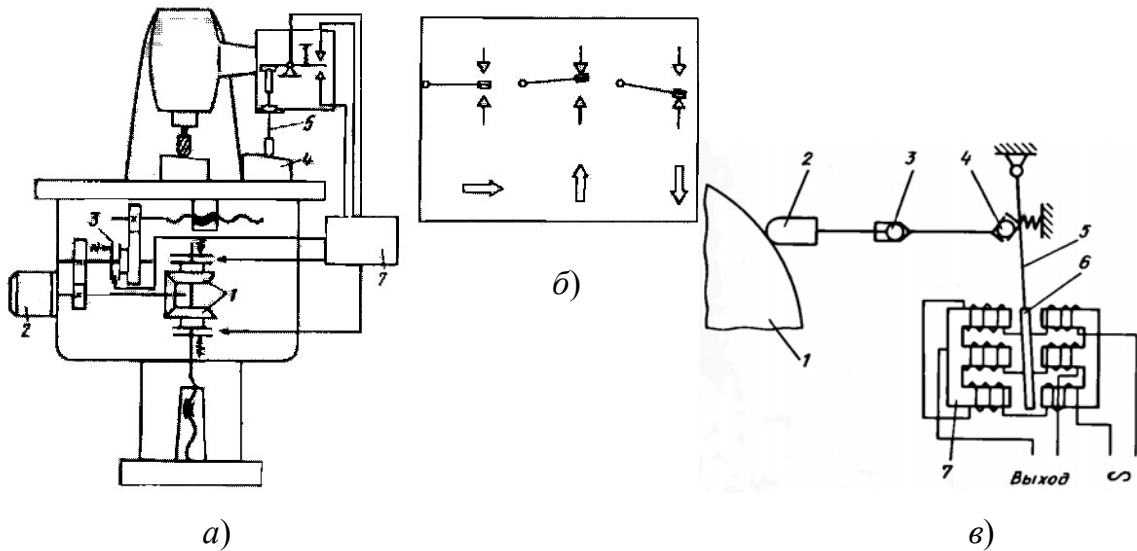


Рис. 10.14. Схема следящей электрокопировальной системы:
 а, б – электроконтактная; в – с дифференциальным трансформатором

Схема простейшей гидравлической следящей копировальной системы представлена на рис. 10.15.

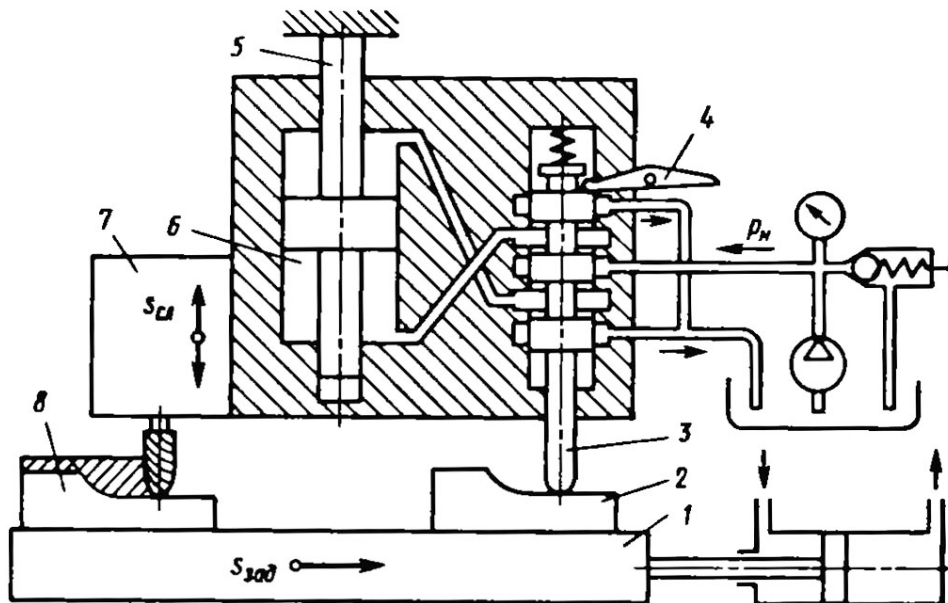


Рис. 10.15. Схема гидравлической копировальной системы

Шуп 3, связанный со следящим распределителем, скользит по поверхности копира 2, установленного вместе с заготовкой 8 на столе 1, имеющем задающую подачу $S_{зад}$. В среднее окно корпуса распределителя насос подает масло под давлением p_H , а через верхнее и нижнее

окна происходит слив масла. Следящая подача $S_{сл}$ шпиндельной бабки 7 с фрезой обеспечивается следящим гидроцилиндром 6, поршень со штоком 5 которого закреплен на колонне станка.

На горизонтальном участке копира, когда рассогласования нет, распределитель находится в среднем положении. При этом закрыты подача масла от насоса p_n и слив масла из обеих полостей силового следящего гидроцилиндра с поршнем. В результате в этом положении $S_{сл} = 0$. При перемещении щупа с распределителем вверх или вниз открывается подача масла под давлением соответственно в верхнюю или нижнюю полость гидроцилиндра. Шпиндельная бабка с фрезой будет соответственно подниматься или опускаться. Перемещения шпиндельной бабки, совершаемые по команде следящего распределителя, немедленно передаются ему же с помощью обратной связи, осуществляемой в данном случае закреплением корпуса следящего распределителя непосредственно со шпиндельной бабкой. Обратная связь ослабляет командный сигнал распределителя, снижая его до нуля при среднем положении золотника. Для отвода фрезы от заготовки и щупа от копира вручную служит рукоятка 4.

Необходимость преобразования информации чертежа детали и изготовление на ее основе физического аналога – копира, большая трудоемкость его изготовления определили задачу использования в качестве программноносителя чертежа детали. Системами с таким программноносителем являются *фотокопировальные следящие системы управления*. Их применяют для обработки плоских деталей на фрезерных станках, а также на гравировальных станках, газорезательных машинах и др.

Считывание программы управления (слежение за линией чертежа детали) производится фотоэлектрической головкой (рис. 10.16), от которой сигналы управления поступают на силовые следящие приводы (электродвигатели постоянного тока).

Отраженный от плоскости чертежа 1 свет, излучаемый источником 2 света, попадает через объектив 3 на металлическую диафрагму 4 с круглым отверстием 5, расположенным с эксцентриситетом относительно оси вращения (являющейся также оптической осью) синхронного двигателя 6 с полым валом 7.

Диаметр светового отверстия, толщина линии чертежа и расстояние от объектива до плоскости чертежа выбирают с таким расчетом, чтобы изображение линии чертежа в плоскости диафрагмы полностью закрывало световое отверстие. При этом условии за каждый оборот

синхронного двигателя световое отверстие 2 раза пересекает изображение линии, что вызывает затемнение фотоэлемента 8 и, следовательно, изменение фототока (также дважды за один оборот). Эти два импульса фототока используются в качестве первичных сигналов для управления корректирующей и электрической системами, последняя из которых следит за углом наклона копируемого контура.

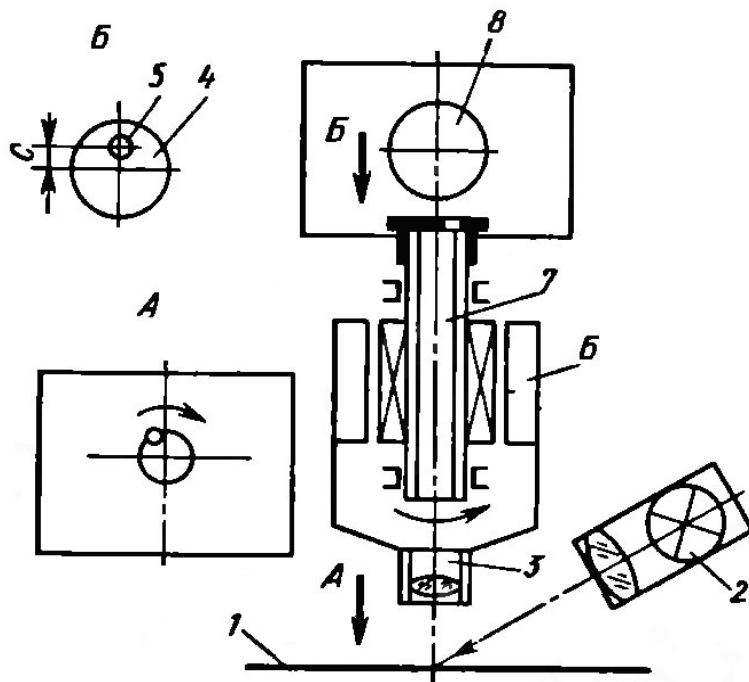


Рис. 10.16. Схема фотоэлектрической головки

Линия контура чертежа, используемого в фотокопировальных системах, должна быть не шире 0,2 мм; края линии контура не должны иметь резких утолщений и размывов; фон чертежа должен быть ровным непосредственно около линии, без грязи и царапин; на чертеже не должно быть линий, пересекающих основной контур.

Как видно из рассмотрения принципа работы и характеристики фотокопировальных систем управления, замена копира чертежом детали не приносит больших преимуществ, так как не решается принципиальный вопрос – использование для управления непосредственно числовой информации чертежа детали. В этих системах имеем в качестве программносителя физический аналог (контур детали), изготовление которого также трудоемко. При изготовлении возможны погрешности вычерчивания, которые переносятся на обрабатываемую деталь. Поэтому фотокопировальные системы управления широкого применения (особенно для обработки точных деталей) не получили.

10.6. Системы числового программного управления

10.6.1. Классификация систем числового программного управления

Классификация систем числового программного управления (СЧПУ) проводится по различным признакам:

1) *по назначению (исходя из технологических задач)*: системы позиционные, прямоугольные, контурные (непрерывные), универсальные (комбинированные);

2) *по числу потоков информации (по наличию обратной связи)*: системы незамкнутые (разомкнутые), замкнутые, в том числе самоприспособляющиеся (адаптивные);

3) *по принципу задания программы*:

– с представлением программы в декодированном виде на магнитной ленте, в кодированном виде (в абсолютных координатах или приращениях);

– с передачей программы на станок от специальных устройств (CD, флеш) или непосредственно от центральной ЭВМ;

4) *по количеству одновременно управляемых координат*: по одной, двум, трем, четырем и более координатам.

5) *по уровню технических возможностей*: NC (ЧПУ), HNC, SNC, CNC, DNC, PCNC.

Рассмотрим подробнее некоторые из них.

Классификация СЧПУ по технологическим задачам приведена на рис. 10.17.

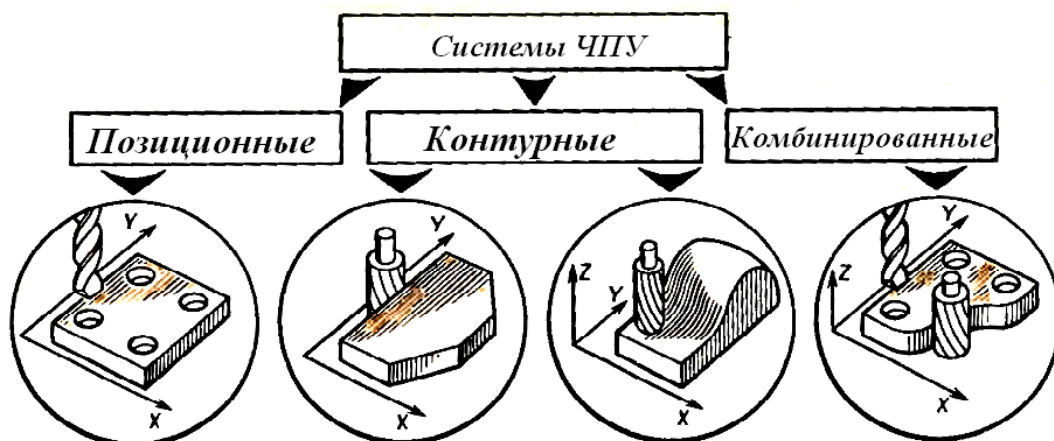


Рис. 10.17. Классификация СЧПУ по технологическим задачам

Позиционные системы ЧПУ обеспечивают управление перемещениями рабочих органов станка в соответствии с командами, определяющими позиции, заданные программой управления (рис. 10.18). При этом перемещения вдоль различных осей координат могут выполняться одновременно (при заданной постоянной скорости) или последовательно. Данными системами оснащают в основном сверлильные и расточные станки для обработки деталей типа плит, фланцев, крышек и других, в которых производится сверление, зенкерование, растачивание отверстий, нарезание резьбы и так далее (например, модели 2P135Ф2, 6902МФ2, 2A622Ф2-1).

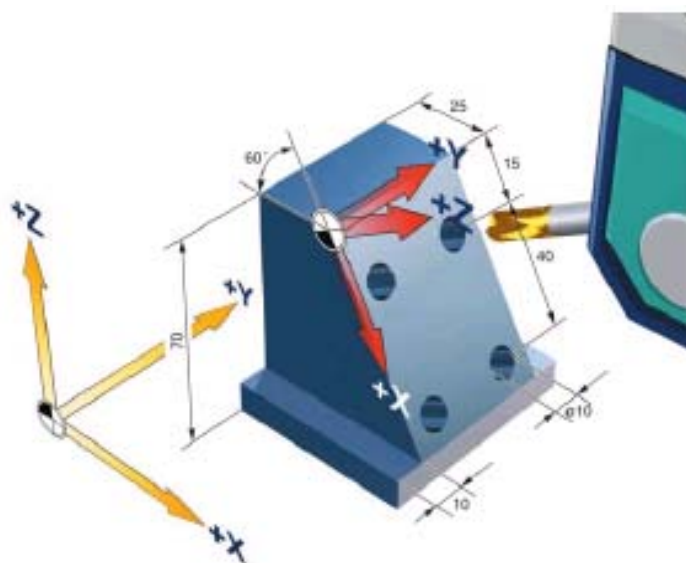


Рис. 10.18. Принципиальная схема позиционной обработки

Контурные системы ЧПУ обеспечивают управление перемещениями рабочих органов станка по траектории и с контурной скоростью, заданными программой управления (рис. 10.19). Контурной скоростью является результирующая скорость подачи рабочего органа станка, направление которой совпадает с направлением касательной в каждой точке заданного контура обработки. Контурные системы ЧПУ в отличие от позиционных обеспечивают непрерывное управление перемещениями инструмента или заготовки поочередно или сразу по нескольким координатам, в результате чего может обеспечиваться обработка очень сложных деталей (с управлением одновременно по более чем двум координатам). Контурными системами ЧПУ оснащены в основном токарные и фрезерные станки (например, модели 16K20Ф3, 6P1ЭФ3).

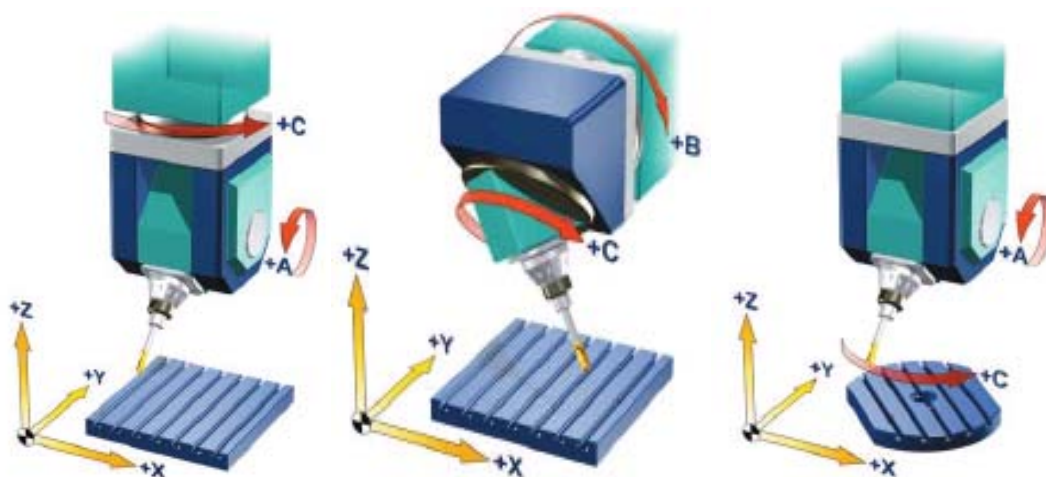


Рис. 10.19. Принципиальные схемы обработки контурной СЧПУ

Комбинированные системы ЧПУ, сочетающие функции позиционных и контурных систем ЧПУ, являются наиболее сложными, но и более универсальными (рис. 10.20).

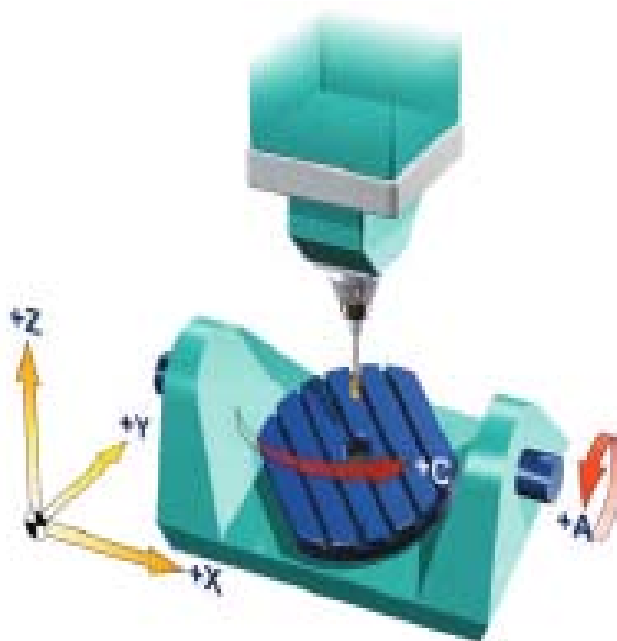


Рис. 10.20. Принципиальная схема обработки комбинированной СЧПУ

В связи с усложнением станков с ЧПУ (особенно обрабатывающих центров), расширением их технологических возможностей и повышением степени автоматизации применение комбинированных систем ЧПУ значительно расширяется (например, модели ИР500Ф4, 6305Ф4).

Классификация СЧПУ по наличию обратной связи. Разомкнутые системы ЧПУ строятся на основе силовых или несиловых шаговых двигателей (ШД). В последнем случае ШД применяется обычно в комплекте с гидроусилителем (ГУ) (рис. 10.21). Хотя эти системы являются наиболее простыми, в них из-за отсутствия контроля действительного положения рабочего органа станка, на точность перемещения будут влиять погрешности шагового электродвигателя, гидроусилителя и передаточных механизмов привода подач (зубчатой передачи, пары «винт – гайка» и др.).

Системами ЧПУ разомкнутого типа оснащена значительная часть станков с ЧПУ (например, модели 16К20Ф3, 6Р13Ф3, РТ-725Ф3, 6Р11Ф3, 1Б732Ф3).

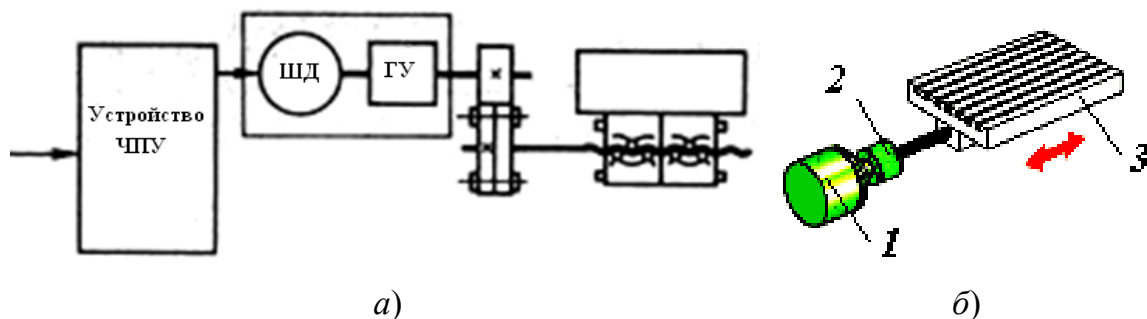


Рис. 10.21. Разомкнутая СЧПУ с приводом подач станков:
 а – принципиальная схема; б – общий вид: 1 – шаговый двигатель; 2 – гидроусилитель; 3 – стол

Замкнутые системы ЧПУ, в свою очередь, могут быть:

- 1) с обратной связью по положению рабочих органов станка;
- 2) с обратной связью по положению рабочих органов и с компенсацией погрешностей станка;
- 3) самоприспосабливающиеся (адаптивные).

В основе работы замкнутых систем ЧПУ лежит принцип следящих систем управления. В качестве приводного двигателя M в этих системах чаще всего используют электродвигатели постоянного тока.

В замкнутых системах ЧПУ датчики обратной связи могут устанавливаться на предпоследнее кинематическое звено (рис. 10.22, а), при этом производится косвенное измерение положения рабочего органа (с помощью кругового ДОС, установленного на ходовом винте), или на рабочий орган (рис. 10.23). Данная схема достаточно проста и удобна с точки зрения установки ДОС. Габаритные размеры применяемого датчика не зависят от величины измеряемого перемещения. При применении круговых ДОС, устанавливаемых на ходовом

винте, высокие требования предъявляются к точностным характеристикам передачи винт-гайка (точность изготовления, жесткость, отсутствие зазоров), которая в этом случае не охватывается обратной связью.

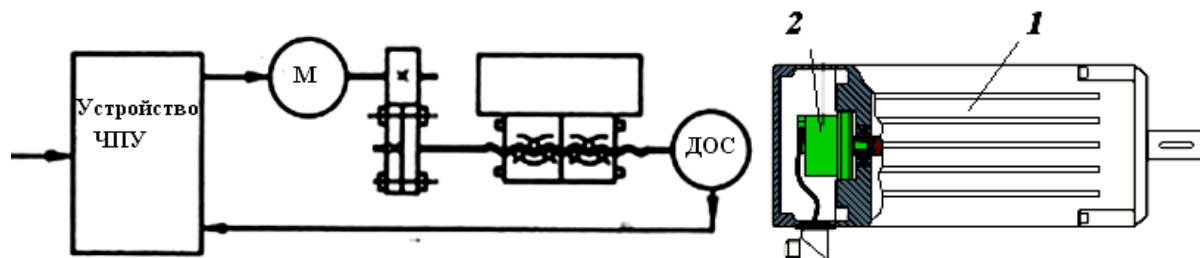


Рис. 10.22. Схема замкнутой СЧПУ с круговым датчиком обратной связи:
1 – датчик обратной связи; 2 – двигатель

Замкнутые системы ЧПУ оснащены линейными ДОС (рис. 10.23), обеспечивающими непосредственное измерение перемещения рабочего органа станка. Это позволяет охватить обратной связью все передаточные механизмы привода подачи, что обеспечивает высокую точность перемещений. Однако линейные ДОС сложнее и дороже, чем круговые; их габаритные размеры зависят от длины хода рабочего органа станка.

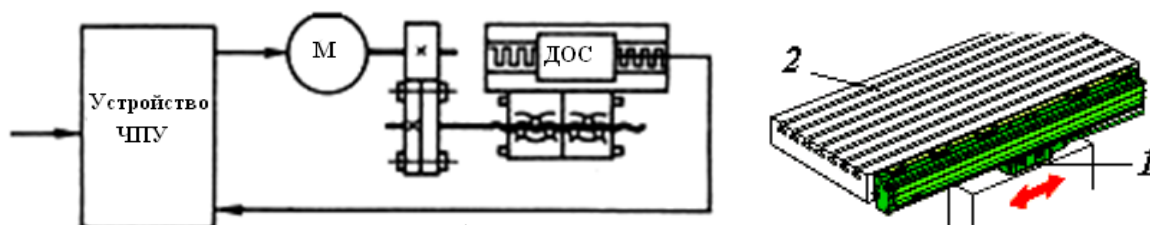


Рис. 10.23. Схема замкнутой СЧПУ с линейным датчиком обратной связи:
1 – датчик обратной связи; 2 – стол

На точность работы линейных ДОС могут влиять погрешности станка (например, износ направляющих, тепловые деформации и др.).

Во всех рассмотренных замкнутых системах ЧПУ учитываются только погрешности привода подачи рабочих органов станка и не учитывают погрешности как самого станка (отклонение от прямолинейности направляющих и их износ, вибрации, тепловые деформации базовых деталей), так и других элементов технологической системы (упругие деформации, износ инструмента и др.), влияющие на точность обработки деталей.

Самоприспосабливающиеся (адаптивные) системы управления. Благодаря наличию обратных связей не только по положению рабочих органов, но и по параметрам процесса обработки (упругие деформации технологической системы, износ инструмента, температура в зоне резания, вибрации), они обеспечивают автоматическое приспособление режима работы станка к изменяющимся условиям обработки (колебание припуска на заготовке, ее твердости и др.) для получения заданной точности обработки, максимально возможной производительности или минимальной себестоимости обработки.

Классификация СЧПУ по уровню технических возможностей. В соответствии с международной классификацией все СЧПУ по данному признаку делятся на следующие классы: NC (Numerical Control); SNC (Stored Numerical Control); HNC (Handled Numerical Control); CNC (Computer Numerical Control); DNC (Direct Numerical Control); VNC (Voice Numerical Control); PCNC (Personal Computer Numerical Control).

Системы класса NC. Особенности данных систем являются: использование в качестве программносителя перфоленты или магнитной ленты и как следствие этого – невозможность внесения изменения в программу, ограниченный набор функций и возможностей систем, невозможность их расширения, недостаточная надежность программносителя и самой системы, так как все алгоритмы обработки информации реализованы аппаратно.

Дальнейшее развитие систем класса NC привело к созданию устройств числового программного управления (УЧПУ) с целым рядом дополнительных режимов и возможностей. Они обеспечивают диагностику ошибок ввода программы, определяют сбои устройства. Программа может быть задана в абсолютных размерах и приращениях. УЧПУ данного класса относятся к третьему поколению. Имеют встроенный интерполятор, набор дополнительных технологических команд и циклов (резьбонарезание, глубокое сверление и т. д.).

Системы класса SNC. Эти системы сохраняют все свойства систем класса NC, но отличаются от них увеличенным объемом памяти, что позволяет осуществлять хранение программ в электронном устройстве. В результате повышается надежность работы станка с ЧПУ из-за сокращения его простоев по причине отказов устройства ввода программы (рис. 10.24).

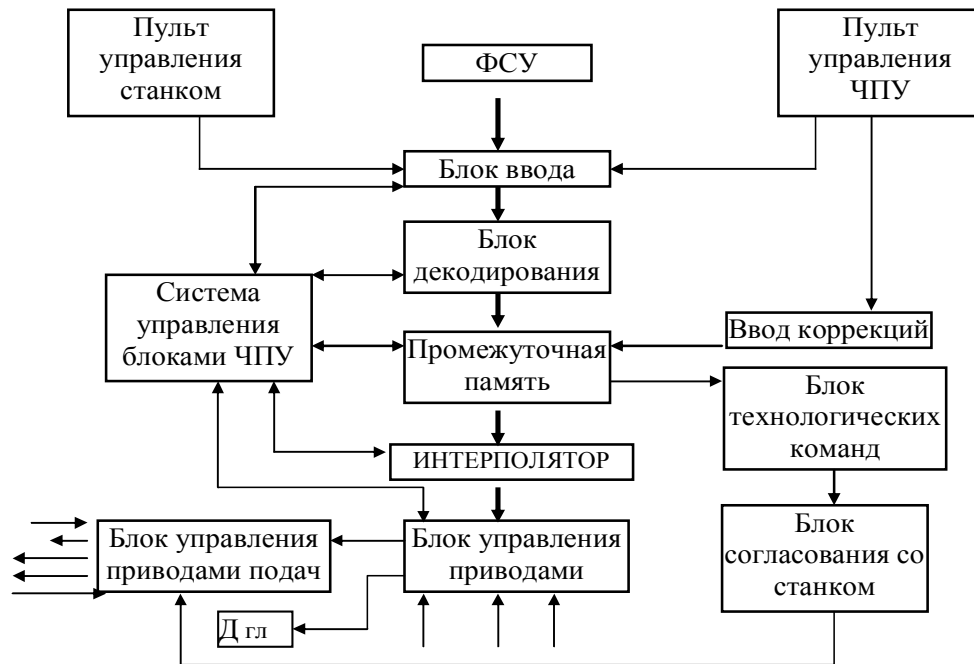


Рис. 10.24. Схема реализации алгоритмов УЧПУ классов NC, SNC

Системы класса CNC. Основу УЧПУ класса CNC составляет микроЭВМ, запрограммированная на выполнение функций ЧПУ. Особенность систем данного класса заключается в возможности изменять и корректировать в период эксплуатации как УП обработки детали, так и программы функционирования самой системы в целях максимального учета особенностей конкретного станка (рис. 10.25).

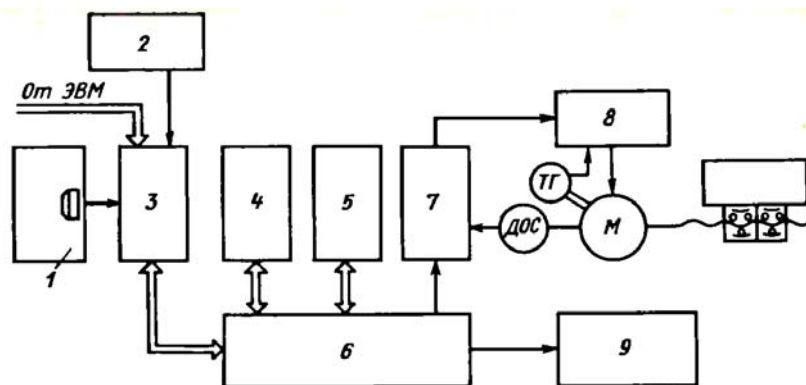


Рис. 10.25. Структурная схема СЧПУ класса CNC:

- 1 – блок считывания; 2 – пульт управления и индикации;
- 3 – блок ввода; 4 – постоянное запоминающее устройство;
- 5 – оперативное запоминающее устройство (запоминаются величины коррекции программ обработки и др.); 6 – центральное арифметическое устройство; 7 – блок управления приводом;
- 8 – блок управления приводом подачи; 9 – блок согласования со станком; ТГ – тахогенератор; Дос – датчик обратной связи

Каждая из выполняемых функций обеспечивается своим комплексом подпрограмм. Подпрограммы увязываются общей координирующей программой-диспетчером, осуществляющей взаимодействие всех блоков системы.

Программный комплекс системы управления стремятся строить по модульному принципу.

Основные модули системы:

- программа управления загрузкой УП, включая подпрограммы ввода и расшифровки кадра;

- программа управления станком, включая подпрограмму управления координатными перемещениями и подпрограмму выполнения технологических команд. Программа управления координатными перемещениями состоит из блоков интерполяции, задания скорости, управления быстрым ходом, а эти блоки, в свою очередь, включают следующие программы:

- программу подготовки данных;
- организующую программу-диспетчер;
- драйверы – стандартные операторы (подпрограммы) для работы с внешними устройствами.

Системы класса CNC позволяют выполнять в режиме диалога доработку и отладку программ, их редактирование, различные виды коррекций.

Многие УЧПУ данного класса имеют математическое обеспечение, с помощью которого можно учитывать и автоматически корректировать постоянные погрешности станка (люфты, зоны нечувствительности привода и др.). В функцию этих систем входит несколько внешних устройств и внутренних блоков УЧПУ.

Важным средством оптимизации связи УЧПУ класса CNC со станком является введение в специальную область памяти УЧПУ параметров или констант станка. С помощью этих параметров могут быть автоматически учтены ограничения на зону обработки, заданы требования к динамике конкретных приводов, сформированы фазовые траектории разгона и торможения, учтены конкретные особенности коробок скоростей и т. д.

Система класса HNC. Являются оперативными, так как позволяют вводить УП на рабочем месте с пульта оператора, имеется возможность вносить с пульта изменения в программу, изменять подачи и скорость резания в процессе обработки детали по программе. В современных системах HNC есть большой набор стандартных подпрограмм, что значительно облегчает ввод программы.

Системы класса DNC. Предназначены для управления станками в составе ГПС, автоматизированных участков. Системами данного класса можно управлять непосредственно от ЭВМ верхнего уровня. Основными функциями этих систем являются централизованное хранение в памяти ЭВМ программ управления и их и распределение по запросам от станков. В функции систем класса DNC входит не только непосредственное управление станком, но и другим вспомогательным оборудованием автоматизированного участка, например, автоматизированным складом, транспортной системой, промышленными роботами; а также решение некоторых задач планирования и диспетчеризации работы участка, ведется учет работы и простоев станков, число обработанных деталей и др.

Системы класса PCNC. Данные системы представляют собой симбиоз персонального компьютера и УЧПУ, обладают широкими возможностями и имеют открытую архитектуру.

Принятое *обозначение типа УЧПУ* состоит из нескольких элементов. Буква означает тип системы: П – позиционная; Н – непрерывная (контурная); У – универсальная или контурно-позиционная; С – допускает контурную или комбинированную систему; цифра впереди букв означает модификацию системы; первая цифра за буквой – общее число управляемых по программе координат, вторая цифра за буквой – число одновременно управляемых координат, третья цифра за буквой – тип привода: 1 – шаговый; 2 – следящий или следяще-регулируемый. Например, рассмотрим обозначение УЧПУ типа Н22-1. Это значит, что система непрерывная (Н); с двумя управляемыми координатами (число 2); с двумя одновременно управляемыми координатами (число 2); система предназначена для управления приводом с шаговыми двигателями (1). УЧПУ модели Н55-1 используется для станков с шаговым типом двигателя, обеспечивая одновременное управление по пяти координатам.

Практика, однако, показала, что разработчики далеко не всегда придерживались указанного правила обозначения и многие модели имеют кодовые обозначения, например, «Размер 4» и др. Буквы в таком обозначении чаще всего указывают модификацию системы.

В отечественных станках широко используются УЧПУ зарубежных фирм.

Так, промышленными сериями УЧПУ российских фирм являются: – устройства ЧПУ серии «МИКРОС» УЧПУ «МИКРОС» обеспечивает управление такими станками, как токарные («МИКРОС-12Т»),

фрезерные и ОЦ («МИКРОС-12Ф»), копировально-прошивочные и электроэрозионные («МИКРОС-10») и др.;

– устройства ЧПУ FMS-3000, FMS-3100. В зависимости от установленной версии ПО системы делятся на две группы: FVC-3000 – для фрезерных, расточных станков, ОЦ, станков термической резки и др.; FMS-3100 – для токарных, токарно-карусельных и намоточных станков;

– устройства ЧПУ NC-110, NC-210 (производитель ООО «БАЛТ-СИСТЕМ», г. Санкт-Петербург) построены по модульному принципу и комплектуются следующими модулями: пульт оператора, станочный пульт, блок управления, выносные платы.

За рубежом также выпускаются специализированные УЧПУ, например, Bosch, Siemens, Heidenhain, General Electric, Allen Bradley (США), Fanuc (Япония), OSA (Италия), NUMSA (Франция), Philips (Голландия). Кроме этого станкостроительные фирмы изготавливают такие УЧПУ, как Index, Traub, Gildemeister, Deckel Maho, Boehringer (Германия), Okuma, Yamazaki (Япония), Cincinnati Milacron (США), Matra-Manurhin (Франция).

В нашей промышленности наиболее широкое применение получили УЧПУ, выпускаемые фирмами «Siemens», «Mitsubishi Electric», «Bosch», «Fanuc» и др.

К продукции, выпускаемой фирмой «Siemens» относятся устройства ЧПУ Sinumerik, программируемые контроллеры Simatic S7-300, электроприводы с транзисторными преобразователями Simodrive 611 и двигатели переменного тока. Например, устройства ЧПУ Sinumerik 802C, 802S являются специализированными системами современных металлорезающих станков; устройство ЧПУ Sinumerik 802D предназначено для простых токарных и фрезерных станков, при этом система имеет расширенную функциональность и возможность работы как с цифровыми, так и с аналоговыми приводами; системное ПО Sinumerik 810D находится в памяти Flash-EPROM; программируемые контроллеры Simatic S7-300 имеют универсальное назначение и решают задачи автоматизации, позиционирования и управления движением, обеспечивают логические и арифметические функции, реализуют интенсивный обмен данными по промышленным сетям.

Фирма «Mitsubishi Electric» (Япония) выпускает следующие программируемые контроллеры: Alpha, Alpha XL, ПК серии Melsec. Так, Melsec Q – мультипроцессорная система (до четырех процессоров) имеет до 4096 входов (выходов), встроенную память Flash-ROM с расширением до 32 Мбайт.

Фирмы «Fanuc» и «General Electric» создали совместно УЧПУ модели System 15 на базе 32-разрядных микропроцессоров, имеющих большую вычислительную мощность, обеспечение высоких скоростей перемещений рабочих органов (до 100 м/мин – при дискретности 0,001 мм и до 24 м/мин – при дискретности 0,0001 мм), возможность графического отображения процесса обработки и др.

10.6.2. Структура системы управления станка с числовым программным управлением

В общем виде структуру комплекса «Станок с ЧПУ» можно представить в виде трех блоков, каждый из которых выполняет свою задачу: управляющая программа (УП), устройство ЧПУ (УЧПУ) и собственно станок (рис. 10.26).

Программа управления может вводиться непосредственно с пульта управления оператором станка с ЧПУ. В автономных многоцелевых устройствах управления УП вводится также с дискеты, компакт-диска (CD), флеш-памяти, а в автоматизированных устройствах – по каналу связи с ЭВМ верхнего уровня.

Память для хранения УП должна быть энергонезависимой, т. е. сохранять информацию при прерывании напряжения питающей сети.

В СЧПУ высших классов УП обычно вводится сразу и целиком и запоминается в оперативной памяти системы.

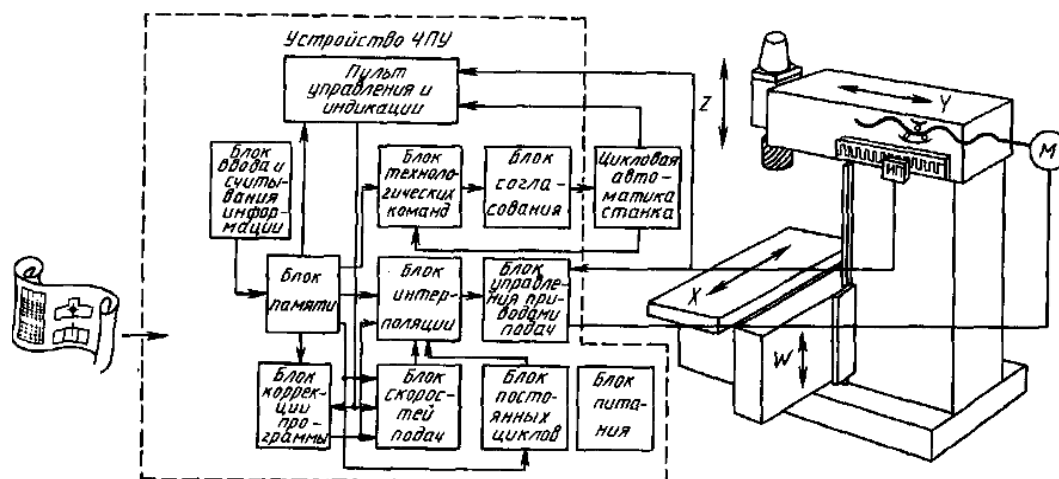


Рис. 10.26. Структура комплекса «Станок с ЧПУ»

Блок интерполяции. Это важнейший блок в контурных системах ЧПУ. Основой этого блока является интерполятор, который по заданным программой управления числовым параметрам участка контура восстанавливает функцию $f(x, y)$.

В интервалах значений координат x и y $(x_1, y_1) - (x_2, y_2)$; $(x_2, y_2) = (x_3, y_3)$ интерполятор вычисляет значения координат промежуточных точек этой функции (рис. 10.27).

Входная информация на блок интерполяции поступает с запоминающего блока, а выходная представляется уже в декодированном виде в импульсной форме, т. е. в виде последовательности импульсов по каждой координате, частота которых определяет скорость подачи, а общее их количество – величину пройденного пути по данной координате. Максимальная частота импульсов на выходе интерполятора является одной из основных его характеристик и в современных СПУ имеет величину 5–10 кГц.

При работе интерполятора обеспечивается с высокой точностью заданное мгновенное отношение частот импульсов по двум или более координатам, изменяемое по соответствующему закону, что необходимо для получения заданной траектории движения инструмента с погрешностью не более 2–3 %, тогда как погрешность задания скорости подачи в 3–5 % считается вполне допустимой.

Применяют линейные и линейно-круговые интерполяторы. В соответствии с этим первые производят линейную интерполяцию, а вторые – линейную и круговую.

Линейный интерполятор обеспечивает, например, перемещение рабочего органа с фрезой диаметром d_f между двумя опорными точками по прямой линии с отклонением от заданного контура на величину δ (рис. 10.27).

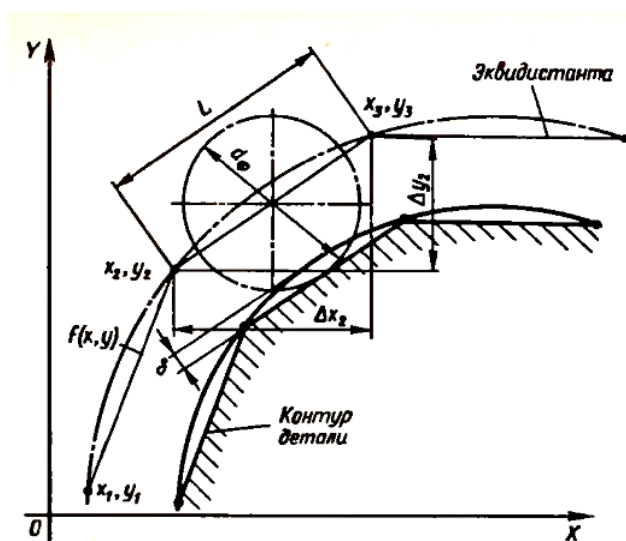


Рис. 10.27. Аппроксимация криволинейного профиля линейным интерполятором

В этом случае исходной информацией для интерполятора являются величины приращений по координатам Δx_2 и Δy_2 и время обработки перемещения по прямой $L t_{отр} = \frac{L}{S}$, где S – установленная скорость подачи инструмента. Недостаток применения линейных интерполяторов – усложнение процесса программирования.

Блок управления приводами подач. С блока интерполяции информация поступает на блок управления приводами подач, который преобразует ее в форму, пригодную для управления приводами подач. Последнее производится так, чтобы при поступлении каждого импульса рабочий орган станка перемещался на определенную величину, характеризующую дискретность системы ЧПУ.

Каждой единице информации, называемой разрешающей способностью СЧПУ или ценой импульса, соответствует дискретное перемещение ИО на определенную величину.

В определенных пределах ИО можно переместить на любую величину, кратную разрешающей способности. Число импульсов, которое можно подать на вход привода, чтобы осуществить требуемое L перемещение, определяется по формуле $N = \frac{L}{q}$, где q – цена импульса. Число N , записанное в определенной системе кодирования на носителе информации (перфоленте, магнитной ленте и др.), является программой, определяющей величину размерной информации.

Цена импульса обычно имеет величину 0,01–0,02 мм. Если, например, необходимо переместить суппорт на 10 мм, а цена одного импульса равна 0,02 мм, то общее количество импульсов, которое должно быть подано на привод подачи, будет равно $10 : 0,02 = 500$.

В блоке управления приводами подач обычно расположены усилители для питания ДОС, а также устройства защиты, отключающие систему управления при превышении допустимой ошибки слежения.

Блок скоростей подач. Этот блок обеспечивает заданную скорость подачи, а также процессы разгона и торможения в начале и в конце участков обработки по заданному закону (линейному и иногда экспоненциальному). Помимо рабочих подач (0,5–3000 мм/мин) этот блок обеспечивает, как правило, и холостой ход с повышенной скоростью (5–20 м/мин).

Пульт управления и индикации. Связь оператора с системой ЧПУ производится через пульт управления и индикации. С помощью этого пульта производится пуск и останов системы ЧПУ, переключение режи-

ма работы с автоматического на ручной и так далее, а также коррекция скорости подачи и размеров инструментов и изменения начального положения инструмента по всем или некоторым координатами. На этом пульге находятся световая сигнализация и цифровая индикация.

Блок коррекции программы. Применяется для изменения запрограммированных параметров обработки: скорости подачи и размеров инструмента (длины и диаметра).

Изменение скорости подачи в пределах от 5 до 120 % обычно сводится к ручному изменению частоты задающего генератора в блоке подач. Изменение величин перемещения инструмента по той или иной координате производится также вручную блоком корректоров, который выводится обычно на панель управления.

Блок постоянных циклов. Для упрощения процесса программирования при обработке повторяющихся элементов детали (например, сверления и растачивания отверстий, нарезания резьбы и др.) применяются блок постоянных циклов. Например, постоянный цикл G81 обеспечивает быстрый подвод сверла к заготовке и быстрый вывод сверла из готового отверстия. В системах класса CNC имеется большая возможность использования как постоянных, так и обычных (непостоянных) циклов, которые кодируются и вводятся в память системы ЧПУ.

Блок технологических команд. Он обеспечивает управление циклом работы станка (его цикловой автоматикой), включающего поиск и смену режущих инструментов, переключение частоты вращения шпинделя, зажим и разжим перемещающихся рабочих органов станка, различные блокировки.

В число цикловой автоматики входят пускатели, электромагнитные муфты, соленоиды, концевые и путевые выключатели, реле тока, реле давления и другие контактные и бесконтактные элементы, сигнализирующие о состоянии исполнительных органов станка.

Привод подач. Преобразование электрических сигналов в перемещения рабочих органов станка (стола, салазок, суппорта, шпиндельной бабки) осуществляется приводами подач, состоящими из приводного двигателя, передаточных механизмов и системы обратной связи с ДЭС.

В качестве двигателей в приводах подач станков с ЧПУ применяются шаговые электродвигатели, электродвигатели постоянного тока и переменного тока. Шаговые двигатели обеспечивают строго определенный угол поворота ротора при подаче управляющего напряжения на обмотки его статора (рис. 10.28).

Принцип работы ШД напоминает работу поворотного электромагнита. Ротор ШД стремится повернуться так, чтобы полюсы его секций 1–3 оказались в положении наибольшей проводимости магнитного потока, образованного электрическим током, проходящим через одну из трех обмоток секций статора.

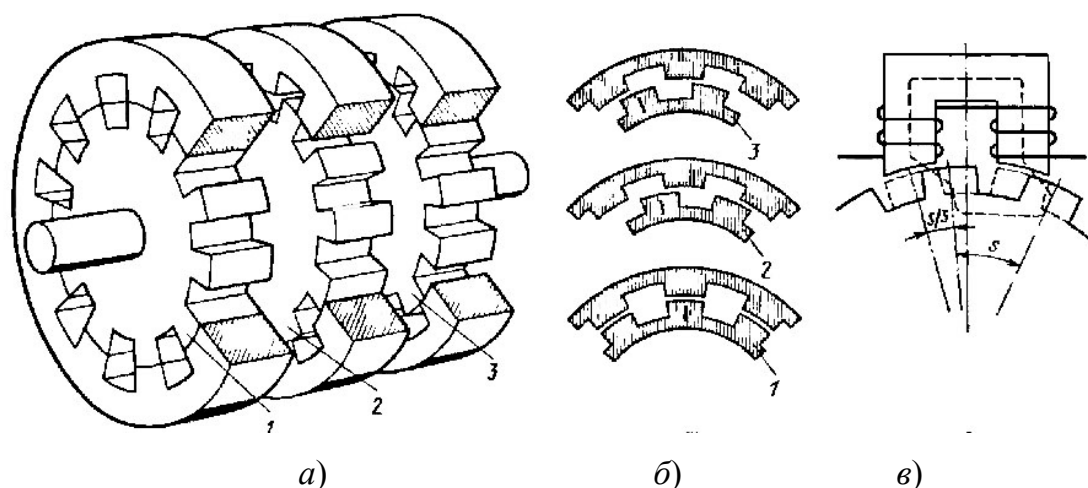


Рис. 10.28. Схема работы шагового электродвигателя:
 а – общая схема; б – положения статора и ротора;
 в – схема прохождения магнитного потока

Секции статора имеют полюсы аналогично ротору. Однако они расположены таким образом, что, если полюсы одной из них совпадают с полюсами ротора, то у двух других они смещены соответственно на $1/3$ и $2/3$ шага полюсов S (рис. 10.28, а и в).

Напряжение к обмоткам статора подается в определенной последовательности, зависящей от требуемого направления поворота ротора ШД. Частота подаваемых на ШД импульсов определяет угловую скорость вращения ротора, а их число – угол поворота.

Единичный угол поворота ротора при подаче одного управляющего импульса составляет $1,5 \pm 0,5^\circ$, но может быть $0,5$ – 10° .

Датчики обратной связи. Они предназначены для преобразования перемещений рабочего органа станка в электрический сигнал, содержащий информацию о величине и направлении этих перемещений.

По конструктивному исполнению ДОС могут быть круговые и линейные. *Круговые* ДОС обычно измеряют угол поворота ходового винта или перемещение рабочего органа станка через реечную передачу (рис. 10.29).

Преимуществами кругового ДОС являются независимость его габаритных размеров от величины измеряемого перемещения, удоб-

ство в эксплуатации. Недосток круговых ДОС – косвенное (через угол поворота ходового винта) измерение величины перемещения рабочего органа.



Рис. 10.29. Круговые датчики обратной связи

Линейные ДОС осуществляют непосредственное измерение перемещения рабочего органа станка, что является их основным преимуществом по сравнению с круговыми ДОС (рис. 10.30). Недостатки линейных ДОС – зависимость их габаритных размеров (длины линейки) от измеряемой величины хода рабочего органа, большая сложность при установке на станке и при эксплуатации.



Рис. 10.30. Линейные датчики обратной связи

По конструкции ДОС подразделяются на оптические и электрические.

Оптические датчики могут быть относительными и абсолютными (рис. 10.31 и 10.32).

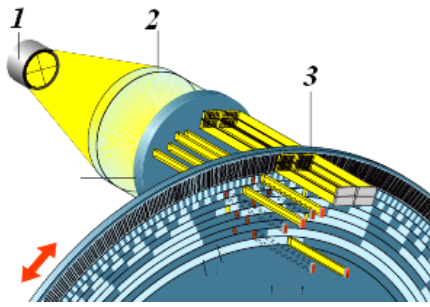


Рис. 10.31. Схема оптического кругового датчика

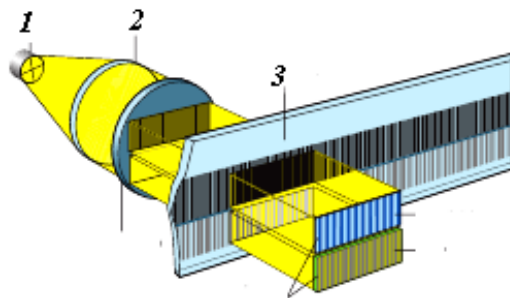


Рис. 10.32. Схема оптического линейного датчика

По принципу действия ДОС могут быть импульсными, фазовыми, кодовыми, фазоимпульсными и др.

Наиболее часто применяют датчики типа индуктосина, которые могут быть линейными и круговыми, и резольверы.

Линейный индуктосин (рис. 10.33) состоит из линейки 1 и ползуна 2. Длина линейки несколько превышает величину измеряемого перемещения, линейка имеет одну печатную обмотку с шагом 2 мм, с которой снимается индуцируемое напряжение $U_{\text{вых}}$. Она может быть цельной (при небольшой длине хода) или сборной из нескольких пластин (длиной по 250 мм).

Ползун установлен на рабочем органе станка и перемещается относительно линейки. Он имеет две печатные обмотки (рис. 10.33, б), сдвинутые на $1/4$ шага (сдвиг по фазе на 90°). На каждую из обмоток подается переменный ток частотой 10 кГц, причем на первой обмотке напряжение $U_1 = U_0 \sin \alpha_{\text{зад}}$, а на второй $U_{12} = U_0 \cos \alpha_{\text{зад}}$, где $\alpha_{\text{зад}}$ — заданный угол смещения (отражающий заданную величину перемещения). При перемещении ползуна 2 (рис. 10.33, а) на выходе обмотки линейки 1 индуцируется напряжение $U_{\text{вых}} = U_0 \sin \alpha_{\text{зад}} \cos \alpha_{\text{ф}} - U_0 \cos \alpha_{\text{зад}} \sin \alpha_{\text{ф}}$, где $\alpha_{\text{ф}}$ — фактический угол смещения, отражающий фактическое перемещение рабочего органа. После преобразований получаем $U_{\text{вых}} = U_0 \sin(\alpha_{\text{зад}} - \alpha_{\text{ф}})$.

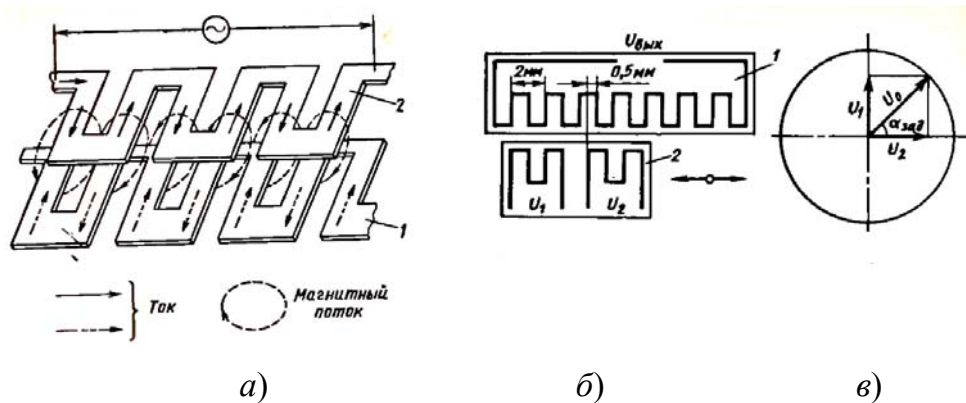


Рис. 10.33. Функциональная схема индуктивного датчика обратной связи «Индуктосин»:
a – общая схема; *б* – положение обмотки и ползуна;
в – схема напряжений

Если рабочий орган станка находится в заданном положении: $\alpha_{\text{зад}} = \alpha_{\text{ф}}$, напряжение на выходе обмотки линейки равно нулю. При отсутствии этого равенства на привод подачи поступает сигнал на дальнейшее перемещение.

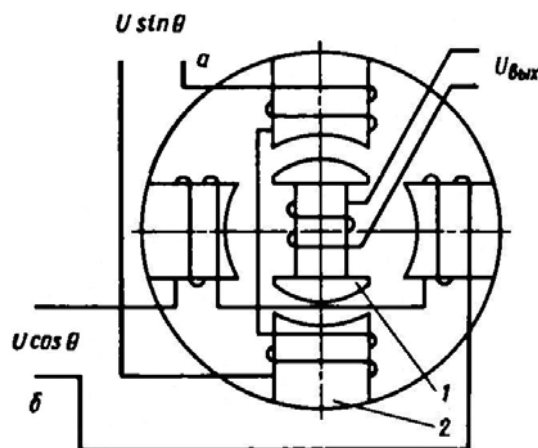


Рис. 10.34. Схема вращающегося трансформатора

Широкое применение в станках с ЧПУ находят ДЭС типа вращающегося трансформатора (ВТ) (рис. 10.34). Они представляют собой маломощные двухфазные электрические машины переменного тока, у которых при вращении ротора *1* взаимная индукция между обмотками статора *2* и ротора *1* изменяется синусоидально с высокой точностью. На обмотку *a* статора подается напряжение $U \sin \theta$, а на обмотку *б* – сдвинутое по фазе на 90° напряжение $U \cos \theta$, где θ – угол смещения, отражающий заданную величину перемещения. С об-

мотки ротора I снимается напряжение $U_{\text{вых}}$. Число обмоток в ВТ может быть различным, однако чаще всего применяют ВТ с двумя взаимно перпендикулярными обмотками на статоре и роторе. Такие синусно-косинусные вращающиеся трансформаторы называют также резольверами. Помимо ВТ с одной парой полюсов применяют и многополюсные ВТ – редусины с числом пар полюсов от 15 до 180.

10.6.3. Самоприспосабливающиеся (адаптивные) системы управления

Возможности адаптивных СУ:

а) автоматизация мелкосерийного производства, особенностью которого является большая номенклатура обрабатываемых деталей и, как следствие этого, весьма широкий диапазон изменения обрабатываемых материалов режимов резания, припусков на обработку, твердости материала заготовок и др.;

б) обработка заготовок из новых труднообрабатываемых материалов, по которым нет проверенных данных по режимам резания;

в) повышение точности обработки деталей с компенсацией влияния на нее случайных факторов (колебание припуска, твердости и др.);

г) ограничения режимов обработки, заданные программой управления, при превышении возможностей станка по его точностным показателям;

д) обработка сложных поверхностей с обеспечением требуемого качества обработки и экономичным расходом режущего инструмента (например, сверление отверстий диаметром до 3 мм в деталях из жаропрочной стали);

е) упрощение процесса программирования;

ж) необходимость объединения процесса проектирования и обработки и др.

Самоприспосабливающиеся системы управления являются замкнутыми системами, работающими на основе неполной начальной информации. В этих системах управления, кроме обратной связи по положению рабочих органов станка (если они построены на основе ЧПУ) имеется ряд обратных связей, учитывающих качественное и количественное изменение параметров процесса обработки и состояние элементов технологической системы из-за колебания припуска, твердости заготовок и других факторов, которые являются случайными и не могут быть учтены заранее при составлении программы управления.

Основой для построения адаптивной СУ является математическая модель управляемого процесса обработки, представляющая совокупность критерия оптимальности и технических ограничений. Для построения математической модели процесса обработки необходимо аналитически задать систему технических ограничений области поиска оптимальных режимов резания и выразить зависимость критерия оптимальности от элемента режима резания. Изменяемыми параметрами, характеризующими процесс обработки, могут быть сила резания, вибрации, температура в зоне резания, $M_{кр}$ на шпинделе, мощность приводного двигателя и др.

Применение данных систем позволяет повысить производительность обработки до 50 %, точность формы в 5–6 раз, стабильность процесса по точности – в 2 раза, стойкость режущего инструмента – в 2–3 раза, сократить в 3–4 раза расход режущего инструмента.

В зависимости от принципа работы адаптивные СУ делят на две группы:

- а) самоприспосабливающиеся системы предельного управления;
- б) самоприспосабливающиеся системы оптимального управления.

Самоприспосабливающиеся системы предельного управления обеспечивают постоянное значение заданных параметров процесса резания при действии различных возмущений f (рис. 10.35).

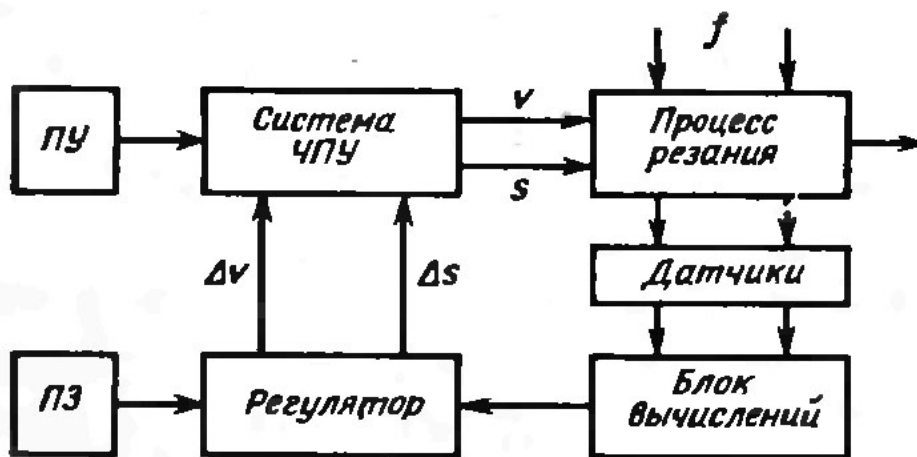


Рис. 10.35. Структурная схема адаптивной системы предельного управления

В процессе обработки детали по заданной программе управления (ПУ) эта система управления определяет один или несколько параметров, характеризующих процесс резания, которые сравниваются в ре-

гуляторе с заданными граничными или предельными значением (ПЗ). При наличии рассогласования в значениях этих величин оно устраняется системой управления изменением величины подачи s и скорости резания v на величины соответственно Δs и Δv . Наибольшее применение получают более простые системы управления, в которых регулируемой величиной является только подача s .

Адаптивные системы предельного управления позволяют использовать полную мощность станка. Осуществляя контроль за потребляемой станком мощностью, система управления автоматически снижает подачу, как только расход мощности достигнет допустимого максимального значения. Предельные значения параметров, которые задаются адаптивной системе предельного управления, определяются на основе предварительного исследования процесса обработки.

Адаптивные системы оптимального управления (рис. 10.36) при обработке детали по заданной программе управления производят автоматическое определение сочетания скорости v и подачи s для обеспечения экстремального значения целевой функции H процесса обработки (точности обработки, производительности или себестоимости обработки) при наличии технических ограничений (ТО) и действия возмущающих воздействий f (колебаний припуска, твердости материала заготовки, режущих свойств инструмента и др.).

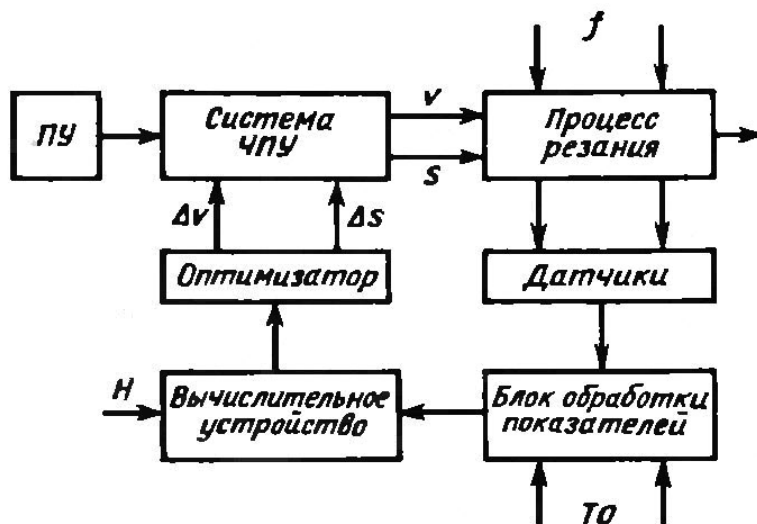


Рис. 10.36. Структурная схема адаптивной системы оптимального управления

Оптимизатор системы варьирует регулируемыми параметрами процесса обработки v и s путем введения поправок Δv и Δs до тех пор, пока значение целевой функции не попадает в оптимальную зону.

Возмущения, которые будут постоянно смещать оптимальную зону, также компенсируются системой управления. В результате адаптивные системы оптимального управления являются более универсальными, но одновременно и более сложными и дорогими.

На рис. 10.37 представлена структурная схема адаптивной системы оптимального управления фирмы «Bendix» (США). В основу работы системы управления положен критерий производительности.

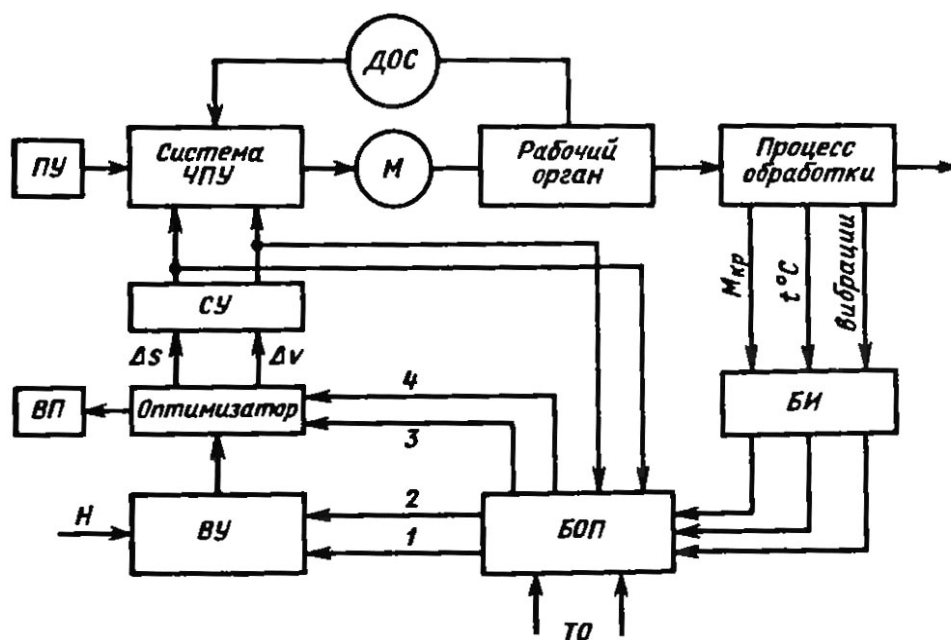


Рис. 10.37. Структурная схема адаптивной системы оптимального управления фирмы «Bendix» (США): ПУ – пульт управления; ВП – визуализация параметров

Система управления на основе измеряемых параметров ($M_{кр}$, температуры в зоне резания t° и вибраций), поступающих в блок измерений (БИ) и далее – в блок обработки показателей (БОП), используя заданную математическую модель и алгоритм поиска и варьируя значениями v и s , определяет оптимальное значение показателя производительности H . Вычислительное устройство (ВУ) и оптимизатор, получая значения скорости износа инструмента 1 , скорости съема металла 2 , технических ограничений (сигнал 3) и параметров процесса резания 4 , вырабатывают при $H_{опт}$ корректирующие сигналы Δv и Δs , подаваемые через согласующее устройство СУ в систему управления.

Далее СУ, построенная на основе соответствующего метода поиска экстремума (метод градиента, проб и ошибок), изменяет параметры процесса резания v и s в направлении повышения величины H до его оптимального значения.

10.6.4. Программно-математическое обеспечение микропроцессорных систем числового программного управления

Программное обеспечение УЧПУ можно подразделить на три составные части: системное, прикладное и инструментальное.

Системное ПО реализует функции, общие для всех задач управления независимо от конкретного объекта. Одним из основных элементов этого ПО является операционная система, обеспечивающая взаимодействие аппаратных средств с функциональными программами микропроцессорных устройств ЧПУ.

Особенностью операционных систем УЧПУ является обеспечение управления объектами в реальном масштабе времени. Поэтому в УЧПУ используют *операционную систему реального времени (ОСРВ)*.

Эта система предназначена для решения следующих основных задач: обеспечения планирования и управления выполнением всех функциональных программ; распределения и предоставления программных ресурсов и информационных данных различным пользователям; организации процедур обработки прерываний процессора со стороны внешних устройств; выполнения процедур процесса подготовки прикладных программ, используя различные языковые и технические отладочные средства, а также служебных программ.

Для исполнения поставленных задач в состав ОСРВ должны входить управляющие программы, называемые ядром ОСРВ, и обрабатывающие программы-утилиты. Основными функциями ядра ОСРВ являются: 1) управление задачами; 2) управление приоритетами выполнения задач; 3) обмен информацией между задачами; 4) динамическое распределение ресурса оперативного запоминающего устройства (ОЗУ) между пользователями; 5) запуск (инициирование) системы, т. е. установка всех ее начальных значений.

Задача – это отдельный и независимый программный модуль, выполняющий определенную функцию или ее часть во взаимодействии с другими задачами на основе принципа приоритетности. Информация, которой задачи обмениваются между собой и с ядром ОСРВ, называется сообщением. Связь задач между собой с помощью сообщений осуществляется через обменники.

Обменник – это область оперативной памяти, в которой ядро размещает список (очередь) задач, ожидающих сообщений, или список (очередь) сообщений для задачи. В ОСРВ имеются специальные обменники прерываний, которые служат для посылки и приема

запросов на прерывание процессора. Таким образом, обработка операционной системой прерываний унифицирована с обработкой сообщений от других задач.

Планирование задач ядром ОСРВ основано на их приоритете. Ядро может, например, обеспечить 256 уровней приоритета: от нулевого – самого высокого до 255 – самого низкого. Высокие уровни приоритета соответствуют так называемым «быстрым» задачам (например, интерполяция и управление приводами подачи). Низкие уровни характерны для «медленных» процессов (например, подготовка данных в машинном масштабе времени). Решение таких задач процессором осуществляется обычно в фоновом режиме, т. е. в период, когда высокоприоритетные задачи не используют ресурсов системы.

Для реализации функции планирования задач ядром требуется аппаратная поддержка с помощью синхронизирующего генератора системы, частота которого является важной характеристикой системы ЧПУ. Когда задача более высокого приоритета приостанавливает выполнение задачи низшего приоритета, ядро сохраняет всю необходимую информацию о приостановленной задаче и запрещает уровни прерывания, которые равны или находятся ниже обслуживаемого уровня. Системный задающий генератор вместе с таймером позволяет прерванной задаче ожидать сообщения в обменнике, пока не истечет определенный временной интервал в пределах такта T (рис. 10.38).

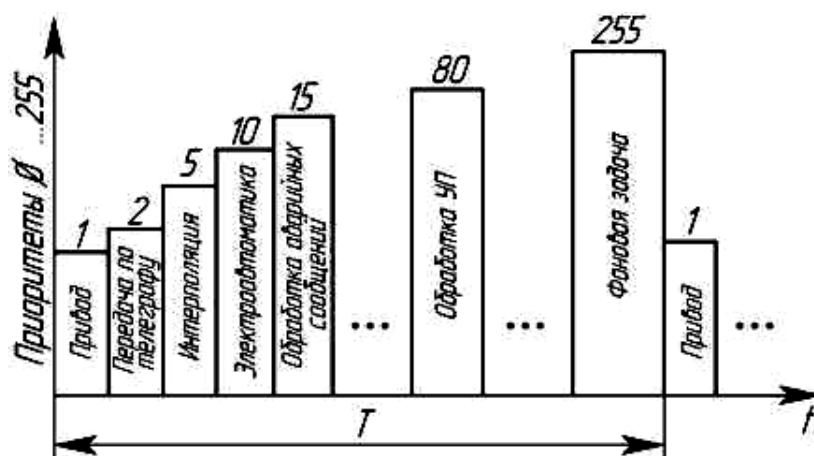


Рис. 10.38. Пример временной диаграммы выполнения задач ЧПУ под управлением операционной системы реального времени

Длительность тактов позиционирования и интерполяции может изменяться в разных УЧПУ от 1 до 10 мс. Время выполнения цикла управления следящим приводом (в расчете на одну координатную ось)

изменяется в диапазоне 40 мкс в зависимости от тактовой частоты процессора модуля цифрового регулирования скорости электродвигателя.

Ядро ОСРВ посылает прерванной задаче сообщение об освобождении ресурса процессора и переводит ее из состояния готовности в режим выполнения. Моменты обращения к ядру ОСРВ задаются, таким образом, самими задачами при передаче и ожидании сообщений. Для этого каждая задача определяется ее статическим описателем, который хранится в постоянном запоминающем устройстве (ПЗУ). В целях оперативного перераспределения ресурса процессора ядро ОСРВ может строить так называемый динамический описатель задачи, который записывается в ОЗУ и позволяет включать данную задачу в различные списки системы. Если задача должна выполняться через определенные промежутки времени, то она строится как циклическая программа, у которой в начале или конце цикла ставится специальный оператор временной задержки.

Процедуры ядра ОСРВ, которые служат для создания, обслуживания или уничтожения задач, сообщений, обменников и приоритетов, представляют собой стандартные обрабатывающие программы – утилиты, обычно вводимые вместе с адресами описателей задач в машинных кодах в ПЗУ.

Прикладное (пользовательское) ПО строится на базе системного и подразделяется на две части: функциональную и технологическую.

Функциональное ПО разрабатывают для конкретного станка или ГПМ. В него входят программы режимов работы устройства ЧПУ, циклов электроавтоматики, контрольно-измерительных и диагностических операций, процедур задания и ввода исходных данных, вывода конкретной информации на экран дисплея и других функций систем ЧПУ.

Технологическое ПО включает в себя программы и подпрограммы для типовых циклов обработки, общих для различных моделей станков данной группы (например, токарных, фрезерных и т. д.). Эта часть ПО характеризует технологические возможности систем ЧПУ различных исполнений. Вспомогательным признаком для оценки технологического ПО является вид алгоритма, обеспечивающего процесс формообразования на станке с ЧПУ.

Инструментальное, или внешнее ПО применяют на стадии разработки программных средств систем ЧПУ, а также для их развития в процессе эксплуатации.

В состав инструментальных средств систем ЧПУ входят программы трансляторов с универсальных языков высокого уровня (Visual Basic, C, PL/M, Pascal и др.), а также программы общего назначения в среде Microsoft (текстовые редакторы, управление базами данных, формирование документации, работа с дисками памяти и т. д.).

Отладочные средства систем ЧПУ, которые строятся на базе персональных компьютеров, имеют программы имитационного моделирования процессов и объектов управления, эмуляции (моделирование работы) операционной системы УЧПУ, графического представления информации, обучения персонала (технологов-программистов, операторов и наладчиков).

В системах ЧПУ принято выделять системную платформу персонального компьютера (ПК или РС) и прикладную компоненту ЧПУ (NC). В системную платформу ЧПУ входят аппаратная часть ПК, операционная система и средства поддержания межмодульных коммуникаций (рис. 10.39).

На базе ПК выполняются терминальные задачи и, прежде всего, реализуется человеко-машинный интерфейс. В качестве операционной системы в ПК обычно используют MS Windows NT.

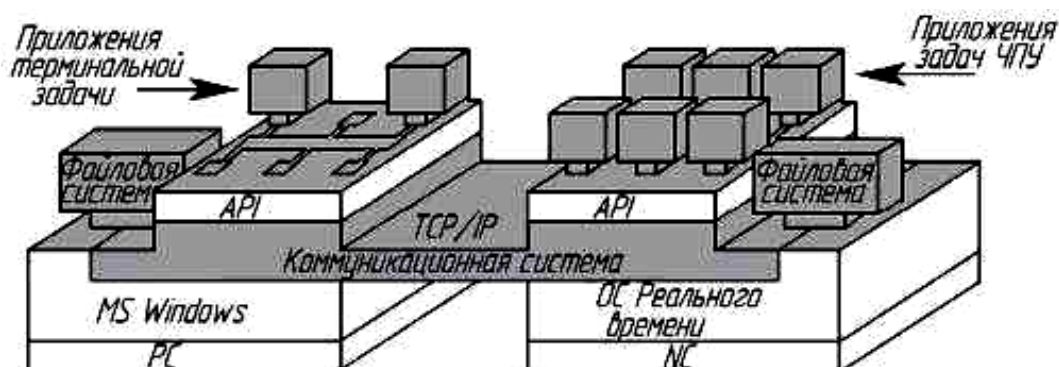


Рис. 10.39. Модель построения модульного программного обеспечения системы ЧПУ класса PCNC

К главным функциям этой ОС можно отнести: управление режимами работы системы ЧПУ, каждый из которых формирует соответствующее задание для прикладной компоненты ЧПУ; организация работы с программными файлами и их архивирование; создание многооконного диалогового мониторинга всех управляемых процессов, являющегося удобным графическим средством для разработки прикладного интерфейса различных пользователей; управление базами данных; предоставление инструментальных средств автоматизированной подготовки и тестирования управляющих программ для станков с ЧПУ.

Для реализации функций ЧПУ используется отдельный процессорный блок, работающий в режиме «жесткого» реального времени. В качестве операционной системы здесь обычно используется UNIX или другие ОСРВ.

Функции ЧПУ могут выполняться и общим ПК в однокомпьютерном варианте построения системы ЧПУ с дополнительными программными приложениями для логических задач и цифрового регулирования скорости электродвигателей и расширением возможностей работы операционной системы Windows NT в реальном времени на уровне контроллеров ввода-вывода данных.

Для модульного построения прикладных программ можно использовать три уровня декомпозиции. Первый уровень предусматривает выделение отдельных задач управления: геометрических, обеспечивающих движения формообразования станка (Motion Control); технологических – с функциями адаптации к изменяющимся внешним условиям (Adaptive Control); логических, связанных с функциями автоматизации (Logic Control); терминальных, прежде всего, выполняющих функции человеко-машинного интерфейса (Human-Machine Control).

Этот принцип анализа был использован для обоснования необходимости построения многоуровневой структуры микропроцессорных систем ЧПУ.

Следующий уровень декомпозиции ПО систем ЧПУ связан с выделением функциональных программных модулей в составе основных задач управления (рис. 10.40).

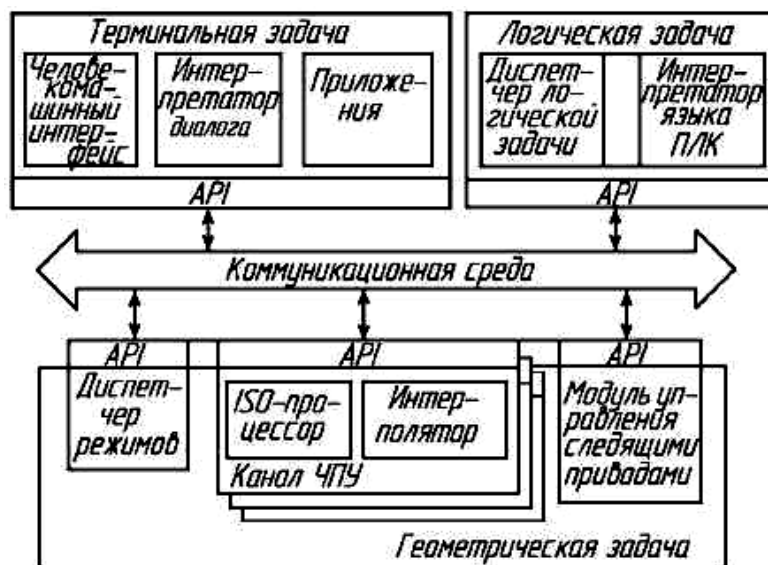


Рис. 10.40. Выделение программных модулей в структуре функциональных задач системы ЧПУ

Геометрическая задача управления должна включать в себя следующие программные модули: диспетчер режимов (Manager); интерпретатор входного языка записи управляющих программ (ISO-Processor); интерполятор (Interpolator); модуль управления следящими приводами (Axes Control) и др.

В составе терминальной задачи можно выделить модули человеко-машинного интерфейса (HMI), интерпретатор диалога (Dialog Interpreter) и программные приложения (например, система САПР-АСТПП или CAD-CAM).

Логическая задача содержит, по крайней мере, два программных модуля: диспетчер логической задачи (Logic Manager) и интерпретатор языка программирования ПЛК (PLC Interpreter).

Третий уровень декомпозиции прикладных программ ЧПУ предусматривает выделение отдельных блоков в составе программных модулей. Блоки программ не имеют внешних интерфейсов (API) и поэтому непосредственно недоступны средствам коммуникационной среды системы УЧПУ. Взаимодействие блоков в составе программного модуля осуществляется по внутренней (локальной) программной шине этого модуля. В качестве примера рассмотрим декомпозицию модуля интерполятора канала УЧПУ. В составе этого модуля существуют следующие программные блоки: диспетчер интерполяции; функция предварительного просмотра (Look Ahead) записей управляющей программы; программа подготовки исходных данных; программное управление разгоном и торможением; программы для различных видов интерполяционных расчетов (линейной, круговой, винтовой, сплайновой интерполяции); программы расчета эквидистантных траекторий и др.

Рассмотрим некоторые алгоритмы решения геометрических задач ЧПУ, реализуемые модулями ПО прикладного уровня. Программный модуль управления режимами работы устройства ЧПУ строится из блоков по иерархическому принципу, т. е. каждый режим состоит из нескольких подрежимов, вызываемых нажатием соответствующих клавиш на пульте оператора. После отработки заданного подрежима возможны разные переходы: к другим подрежимам или к режимам со своими списками подрежимов. В системе ЧПУ каждому из них соответствует отдельная подпрограмма, имеющая свой ввод и вывод.

В блоке подготовки модуля канала ЧПУ формируются фразы управляющей программы (УП) для ввода в систему ЧПУ заданных

в них технологических и геометрических данных, относящихся к законченным по смыслу фрагментам процесса обработки на станке.

Управляющая программа вводится в буквенно-цифровом коде и хранится в ППЗУ в «упакованном» виде, т. е. с уплотненной формой записи. Задачу «упаковки» кадра записи УП решает специальная подпрограмма, которая преобразует исходный текст в формате записи на языке ISO во внутренний код системы. Информация кодируется с помощью специальных методов цифровой записи буквенных адресов, ключевых слов, десятичных чисел и других символов.

В блоке подготовки УП выполняется декодирование информации и передача ее в оперативную память в виде сообщения о подготовленной для исполнения команды. Работа данного алгоритма происходит циклически в фоновом режиме по отношению к отработке команд другими программными модулями: позиционирования, интерполяции, управления приводами и т. д. В процессе подготовки УП контролируется правильность задания информации в кадре. Ошибки в УП диагностируются модулем обработки аварийных сообщений.

При обработке сложных контуров деталей модуль управления движениями должен формировать программные кадры N_i с очень маленькими перемещениями. Траектория движения инструмента на обрабатываемой поверхности представляет собой кусочно-ломаную линию, приближающуюся к теоретическому контуру поверхности с заданной точностью. Чтобы перейти на следующий отрезок этой линии, рабочий орган станка должен сначала остановиться, исключая «перебег» конечной точки интерполируемого участка. Поэтому станок постоянно работает в режиме разгона-торможения и при малой длине отрезков (не более 10 мкм для достижения точности трехмерной поверхности, соответствующей качеству IT8) не успевает выйти на заданную скорость подачи F , что существенно снижает его реальную производительность (рис. 10.41) (обозначения скорости резания и подачи приняты в соответствии с символами ISO).

Чтобы преодолеть этот недостаток, нужно заменить полный останов движения его торможением до некоторой скорости F_u , при которой отклонение реальной траектории от запланированной не превышает заданного допуска. Для этого требуется информация о последующих перемещениях инструмента. Поэтому контроллер управления движением системы ЧПУ принимает к исполнению от центрального ПК пакет предварительно подготовленных и сохраненных в буферной памяти кадров УП, описывающих отдельные последовательные отрезки про-

граммируемой траектории движения инструмента, предварительно просматривает его и на основе полученной информации рассчитывает текущую скорость подачи и управляет приводами.

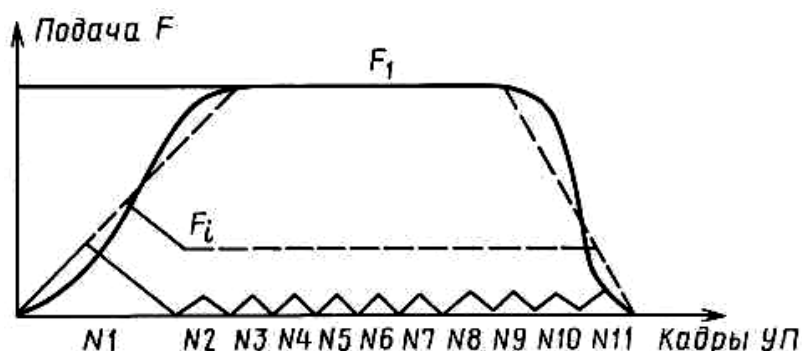


Рис. 10.41. Управление скоростью подачи для последовательности малых перемещений при использовании функции предварительного просмотра кадров программы

С помощью программного блока «Предпросмотр» (Look Ahead) через определенное число кадров, задаваемое параметрами настройки, достигается оптимальная скорость подачи F_1 . Число хранящихся в буферной памяти кадров УП – не менее 100 (задается в параметрах системы).

Расчет участков разгона-торможения производится из условия отсутствия превышения максимального ускорения в системе станка. Разгон и торможение могут выполняться как по оптимальной кривой, соответствующей трапецеидальному изменению ускорения, так и по линейному закону (показан штриховой линией). В результате при обработке управляющей программой сложной траектории, представленной множеством «коротких» кадров, полного торможения в конце отдельного кадра с записью перемещения на отрезках траектории не происходит, а скорость движения инструмента относительно заготовки стремится к заданному значению подачи F_1 .

В процессе обработки траектории контроллер управления движением постоянно посылает в центральный ПК информацию о реальном положении узлов станка.

Модуль интерполяции выполняет подготовку задания для модуля управления приводами подачи. При этом обеспечиваются линейный и круговой законы перемещений в промежутке между двумя опорными точками, заданными их координатами. Кроме этого, возможна линейная зависимость между вращательным и линейным дви-

жениями, необходимая, в частности, для управления процессом нарезания резьбы резцом на токарном станке. Указанные зависимости могут быть обеспечены для управления перемещениями в любой координатной плоскости, а линейный закон движения – также в трехкоординатном пространстве.

Для работы модуля интерполяции необходимы сообщения, получаемые от модуля подготовки УП. Эти сообщения содержат задание на программируемое перемещение (тип интерполяции, значения координат опорных точек на траектории движения, радиус дуги окружности, скорость подачи и т. д.). В процессе интерполяции могут формироваться сигналы об ошибках, поступающие в модуль обработки аварийных сообщений (например, сигналы о превышении предельных координат, ограничивающих зону рабочих перемещений, о недопустимом рассогласовании в контуре регулирования скорости подачи).

Таким образом, задачи модуля интерполяции обеспечивают процесс формообразования и работают в реальном масштабе времени, реализуя непосредственную выдачу последовательности сигналов для управления скоростью подачи по каждой координатной оси. Поэтому главными критериями выбора алгоритма интерполяции являются максимальное быстродействие и точность расчета координатных перемещений в пространстве и времени:

$$Y(X_0 + h_x) = Y_0 + \frac{h_x dY(X_0)}{dX}, \quad (10.17)$$

где h_x – шаг интерполяции, т. е. приращение аргумента за один цикл вычислений; $Y(X)$ – интерполируемая функция в явном виде; X_0, Y_0 – начальная точка траектории, причем $Y_0 = Y(X_0)$.

После перехода к параметрическому заданию функции $\frac{Y(X)}{X} = X(t), Y = Y(t)$ и замены $X' = \frac{dX}{dt} \rightarrow \frac{\Delta X}{T}, Y' = \frac{dY}{dt} \rightarrow \frac{\Delta Y}{T}$, где T – время цикла расчета на одном шаге интерполяции, уравнение (10.17) в случае интерполяции отрезка прямой сводится к разностным уравнениям:

$$X_{i+1} = X_i + h_x; \quad Y_{i+1} = Y_i + h_y, \quad (10.18)$$

где $i = 0, 1, 2, \dots$ – порядковый номер цикла расчета; $h_x = \frac{FT\Delta X}{\delta L}$ – шаг интерполяции по оси X ; F – скорость движения по траектории;

T – длительность такта интерполяции; ΔX – изменение координаты X на всей длине отрезка прямой; δ – дискретность задания перемещения; аналогично $h_y = \frac{FT\Delta Y}{\delta L}$ – шаг интерполяции по оси Y ; длина отрезка прямой $\delta L = \sqrt{\Delta X^2 + \Delta Y^2}$; ΔY – приращение координаты Y на всей длине отрезка.

Разностные уравнения при интерполяции дуги окружности в интервале между начальной и конечной точками (рис. 10.48, *a*) имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} X_i &= X_{i-1} \pm h_\varphi Y_{i-1}; \\ Y_i &= Y_{i-1} \pm h_\varphi X_{i-1}, \end{aligned} \quad (10.19)$$

где $h_\varphi = \frac{VT}{R}$ – угловой шаг интерполяции, характеризующий угол поворота интерполирующей точки за цикл T ; R – радиус окружности, который находится из соотношения $R = \sqrt{X_c^2 + Y_c^2}$; X_c и Y_c – координаты центра окружности, заданные по отношению к начальной точке (X_0, Y_0) интерполируемой круговой траектории.

Среди множества методов интерполяции наиболее известны два: метод цифровых дифференциальных анализаторов (ЦДА) и метод оценочных функций (ОФ). Метод ЦДА заключается в интегрировании дифференциальных уравнений, описывающих типовые участки траектории в микропроцессорных УЧПУ.

В ЧПУ обычно используют *модифицированный метод ЦДА* – метод ломаных линий, также показанный на рис. 10.42, *a*, который отличается низкими значениями ошибок. Например, вычисление методом ломаных линий координат точек дуги окружности может быть выполнено на основе системы уравнений, интегрирование производится численными методами решения дифференциальных уравнений. Наиболее распространен метод Эйлера, который основан на разложении функции $Y(X)$, описывающей траекторию перемещения (рассматривается для простоты в плоскости) в ряд Тейлора с отбрасыванием старших степеней разложения:

$$X_{i+1} = X_i + h_\varphi Y_{i+1/2}; \quad Y_{i+1} = Y_i + h_\varphi X_{i+1/2}, \quad (10.20)$$

где

$$X_{i+1/2} = X_i + \frac{h_{xi}}{2}; \quad Y_{i+1/2} = Y_i + \frac{h_{yi}}{2}; \quad h_{xi} = X_i - X_{i-1}; \quad h_{yi} = Y_i - Y_{i-1}.$$

Однако использование метода ЦДА при интерполяции более сложных кривых – параболы, эллипса приводит к значительным вычислительным трудностям, связанным с извлечением квадратного корня и нахождением производных в реальном времени.

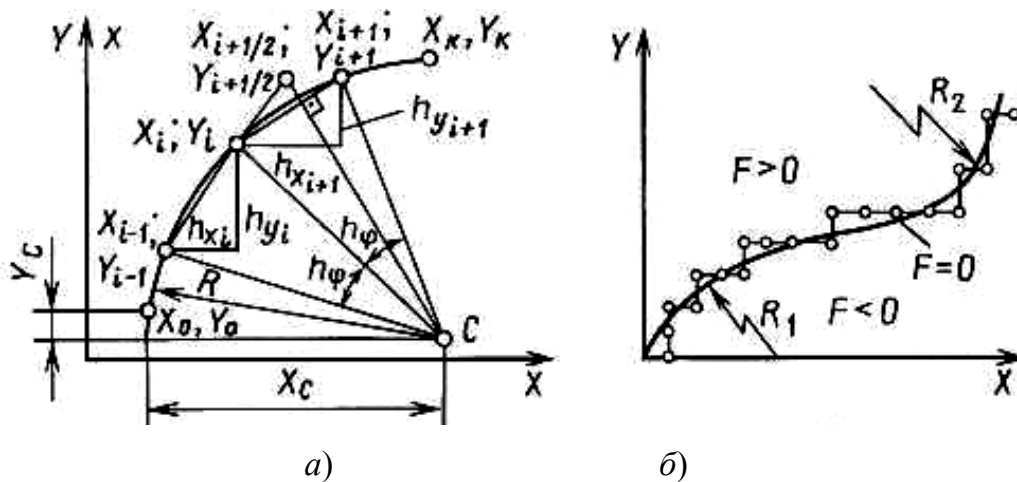


Рис. 10.42. Круговая интерполяция участков траектории:
а – методом ЦДА; б – методом ОФ

Метод ОФ заключается в том, что переход от точки к точке интерполируемой кривой $Y = Y(X)$, т. е. выбор направления и величины шага h , обусловлен знаком оценочной функции F в виде левой части уравнения этой кривой, заданной в неявном виде:

$$F = f(X, Y, p_1, p_2, \dots, p_n), \quad (10.21)$$

где p_1, \dots, p_n – параметры функции f .

Например, для интерполяции прямой линии и дуги окружности радиуса R в плоскости XOY (рис. 10.42, б) используют следующие оценочные функции:

$$F = Ax + By + C; \quad F = X^2 + Y^2 - R^2, \quad (10.22)$$

где A, B, C и R – параметры функций.

При работе по методу ОФ поддерживается значение F , близкое к нулю, за счет отработки очередного шага в направлении той оси, движение по которой уменьшает значение такой функции. В этом случае исходная кривая заменяется ломаной линией, состоящей из отрезков (шагов), параллельных осям или направленных диагонально. Метод ОФ прост для реализации программными средствами и обладает высокой точностью задания траектории, но неизбежно вызывает колебание контурной скорости.

Поэтому в УЧПУ используют модифицированные кодовые методы ОФ для задачи линейно-круговой интерполяции.

Одновременно с решением задачи интерполяции в ПО ЧПУ появляется необходимость расчета эквидистантных контуров.

Эквидистантой называется равноотстоящая по отношению к исходному контуру кривая, которая задает траекторию движения центра инструмента, имеющего конечные размеры. Переход от текущих координат X, Y исходного контура, рассчитываемых интерполятором, к координатам $X_э$ и $Y_э$ эквидистанты (рис. 10.43) может быть осуществлен (например, для окружности) по следующим формулам:

$$X_э = X \pm r \sin \alpha; \quad Y_э = Y \pm r \cos \alpha, \quad (10.23)$$

где r – радиус инструмента (расстояние по нормали до эквидистантного контура); α – угол наклона касательной в расчетной точке i на исходном контуре.

Угол α находится из соотношения $\alpha = \alpha_0 \pm \varphi$, где α_0 определяется координатами центра окружности X_c, Y_c , а φ является накопленной суммой угловых шагов интерполяции h_φ при движении к данной точке.

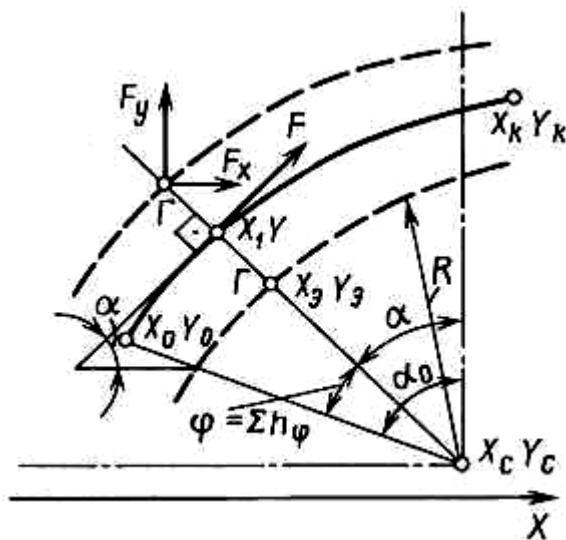


Рис. 10.43. Схема расчета координат траекторий, эквидистантных к заданному контуру

Задача поддержания постоянства контурной скорости заключается в функциональном изменении координатных составляющих вектора скорости подачи F в соответствии с видом интерполируемого исходного контура и учетом размера радиуса r инструмента. Например,

для окружности координатные составляющие скорости подачи F_x и F_y на траектории центра инструмента, эквидистантной к обрабатываемому контуру детали, находятся из следующих соотношений:

$$F_x = \left(F \pm \frac{h_\phi r}{T} \right) \cos \alpha; \quad F_y = \left(F \pm \frac{h_\phi r}{T} \right) \sin \alpha, \quad (10.24)$$

где h_ϕ – угловой шаг интерполяции; T – длительность такта интерполяционного расчета, определяемого частотой задающего генератора ОСРВ.

Нетрудно заметить, что последовательности операций расчета по формулам (10.19), (10.23) и (10.24) аналогичны. Поэтому целесообразно для вычислений эквидистанты и составляющих контурной скорости использовать алгоритмы интерполяции, описанные выше, дополнительно вводя (в виде задания) соответствующие начальные условия. При этом действие алгоритмов распространяется не только на плоские, но и на пространственные кривые.

Обработка на станках с ЧПУ деталей с произвольными геометрическими формами (например, штампов, пресс-форм или фасонных инструментов) требует применения более сложных (по сравнению с линейно-круговыми) методов интерполяции. При этом широко используются лекальные кривые, построенные с помощью сплайн-функций разного порядка. Существуют разные методы интерполяции сплайнов, например, с помощью кубических или B -сплайн-функций.

Функция $Q(u)$ называется кубическим сплайном, если:

– заданы упорядоченный набор из $n+1$ узлов u_0, \dots, u_n и соответствующие им опорные точки S_0, \dots, S_n ;

– на каждом интервале (u_k, u_{k+1}) для $k = 0, 1, \dots, n$ функция $Q(u)$ является кубическим полиномом:

$$f_k(u) = A_k(u - u_k)^3 + B_k(u - u_k)^2 + C_k(u - u_k) + D_k; \quad (10.25)$$

– в узлах u_0, \dots, u_n функция принимает заданные значения S_0, \dots, S_n :

$$Q(u_k) = S_k; \quad k = 0, \dots, n; \quad (10.26)$$

– на всем интервале, включая и узлы, $Q(u)$ должна быть дважды непрерывно дифференцируемой, т. е.

$$f'_k(u_{k+1}) = f'_{k+1}(u_{k+1}); \quad f''_k(u_{k+1}) = f''_{k+1}(u_{k+1}); \quad (10.27)$$

– заданы значения первых производных в граничных точках u_0 и u_n или значения первых двух производных в начальной точке u_0 .

Преимуществом кубических сплайнов является простота описания кривой заданием сплайн-функции в опорных точках и значений первых производных в граничных позициях. К недостаткам интерполяции кривой методом кубических сплайнов следует отнести необходимость дополнительного задания $n - 1$ значений производных функции $f_k(u)$.

Задачей интерполяции кривых методом Безье и B -сплайнов является нахождение характеристической ломаной линии – дескриптора, который однозначно определяет заданную линию. При этом метод интерполяции произвольных линий B -сплайнами – наиболее универсальный, поскольку обладает следующими положительными свойствами:

– кривая определяется линейной комбинацией сплайн-функций, коэффициентами которой становятся координаты опорных точек $P_i = (P_x, P_y, P_z)$;

– кривая является кусочно-полиномиальной, локальные изменения опорных точек которой не приводят к модификации всей формы кривой;

– кривая находится внутри выпуклой поверхности (оболочки);

– кривая может содержать прямоугольные отрезки и дуги окружности.

Для построения кривых методом B -сплайнов необходимо иметь зависимость между опорными точками кривой S_i , вершинами ломаной характеристической линии P_i и узлами u_i . Если через $p_i = u$ обозначить известные значения параметра из интервала (u_0, u_n) , которые оказывают максимальное влияние на форму кривой, а через S_i – соответствующие опорные точки кривой, то можно записать следующую зависимость в матричной форме:

$$(S_i) = [Q(p_i)] = [U^T(p_i)]P_i, \quad (10.28)$$

где $Q(p_i)$ – B -сплайн-функция; $U = (u_0, \dots, u_n)$ – множество узлов; T – оператор транспонирования матрицы (U) .

Для интерполяции кривой методом B -сплайнов требуется установить соответствие между вершинами характеристической кривой P_i и значениями параметров P_i , от которых зависит форма кривой. Полу-

читать решение в виде искомой зависимости для характеристической линии можно из зависимости (10.28):

$$P_i = \sum_{i=0}^n S_i N_{i,k}^{-1}(p_i), \quad (10.29)$$

где $N_{i,k}(p_i)$ – нормализованная B -сплайн-функция, которая определяется выражением

$$N_{i,k}(u) = \frac{u-i}{k-1} N_{i,k-1}(u) + \frac{i+k-u}{k-1} N_{i+1,k-1}(u) \quad (10.30)$$

после подстановки $p_i = u$, где значения параметров p_i определяют качество интерполяционной кривой, т. е. степень ее отклонения от аналитически заданной.

Поверхность, построенная методом Безье, определяется множеством вспомогательных точек mn , которые образуют характеристическую сетку координатных линий U и V . Если каждая из этих линий определяется B -сплайном, порядок которого соответствует числу опорных точек в данном направлении, то поверхность можно описать следующим уравнением:

$$Q(U, V) = \sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^m N_{i,k}(U) P_{i,j} N_{j,l}(V), \quad (10.31)$$

где k и l – порядок B -сплайн-кривой в направлении U и V соответственно.

Универсальным методом описания двумерных кривых и гладких поверхностей в трехмерном пространстве является NURBS (Non-Uniform Rational B-Spline) – интерполяция посредством неоднородных рациональных B -сплайнов. Здесь определение «неоднородный» означает, что различные элементы объектов моделирования (прямые линии, кривые разных видов или поверхности) обладают неодинаковыми свойствами, определяемыми весовыми коэффициентами w , значения которых зависят от вида этих элементов. «Рациональный» означает, что объект моделирования может быть описан с помощью математических формул. B -сплайном здесь заменяется любая гладкая кривая, определенная в трехмерном пространстве, нормаль к которой имеет произвольное направление, т. е. она может искривляться в любом направлении.

Большинство САПР и систем компьютерной графики имеют инструменты моделирования сложных поверхностей с использованием

NURBS-интерполяции. Этот метод интерполяции поддерживают и компьютерные системы ЧПУ, в которых NURBS-интерполяция стала универсальным системным средством управления многокоординатными движениями независимо от способа задания исходных данных: командами линейной, круговой, винтовой, эвольвентной или сплайновой интерполяции.

Модуль управления приводами подачи обеспечивает вычисление величины установки скорости H_v , выдаваемой процессором на вход цифро-аналогового преобразователя (ЦАП) контроллера следящего привода. Величина установки скорости подачи определяется из соотношения

$$H_v = (\Delta X \pm KX)K_v, \quad (10.32)$$

где ΔX – текущая ошибка положения, т. е. рассогласование в следящей системе регулирования, отнесенное к дискретности программирования; KX – коррекция ошибки положения, зависящая от типа привода и зоны, в которой находятся ее предельные значения (задается параметрами настройки станка); K_v – коэффициент усиления (добротность) регулирования привода по скорости.

Исходными данными для вычисления установки H_v являются величины путевого задания X_3 и фактического положения X для каждой координаты, определяющие ошибку:

$$\Delta X = \sum_{j=0}^n (X_{3j} - X_j), \quad (10.33)$$

где n – число тактов вычисления рассогласования процессором.

Для возможности одновременного управления несколькими приводами подачи работа рассматриваемого выше алгоритма должна быть организована в виде последовательного многопроходного цикла. Количество одновременно управляемых координат зависит от быстродействия процессора, емкости его ОЗУ и ППЗУ.

Модуль управления главным приводом обеспечивает установку скорости H_8 , задаваемой на входе ЦАП контроллера привода и определяемой из соотношения

$$H_8 = K_i(S \pm KS), \quad (10.34)$$

где K_i – коэффициент, зависящий от включенной i -й ступени механической коробки передач (определяется параметрами станка); S – чис-

ленное значение частоты вращения шпинделя; KS – коррекция частоты вращения шпинделя, задаваемая, например, на пульте оператора.

Кроме того, данный программный модуль реализует режим управления главным приводом с постоянной скоростью резания, определяемый соотношением

$$S = \frac{v_p}{2\pi R}, \quad (10.35)$$

где v_p – заданная скорость резания; R – радиус обрабатываемой поверхности (при токарной обработке) или радиус инструмента (при расточных операциях план-суппортной головкой с радиальным перемещением резца).

Управление электроавтоматикой (ЭА) станка выполняется с помощью программного модуля диспетчера ЭА. Чтобы понять задачи модуля диспетчера ЭА, необходимо ознакомиться с общими принципами программного управления автоматикой станков и станочных комплексов. Характерным является то, что функции автоматик таких объектов имеют многоуровневый циклический вид. Все сложные циклические процессы, выполняемые в станках с ЧПУ (например, автоматическая смена инструмента, загрузка и разгрузка, переключение передач коробки скоростей и др.), можно представить в виде автоматических или наладочных циклов, их этапов (операций) и элементарных действий (шагов).

Цикл – это последовательность действий в соответствии с командой управления, вводимой посредством управляющей программы или задаваемой вручную на пульте оператора. Сложный цикл состоит из последовательности операций, а простой – из одной операции.

Операция – последовательность действий отдельного функционального устройства по команде управления. Сложной операции соответствует последовательность шагов – элементарных действий исполнительного устройства. Часто исполнительное устройство станка с ЧПУ выполняет два шага: включение-отключение, зажим-разжим, движение вперед-назад и т. п. Завершение шага фиксируется либо соответствующим датчиком (чаще всего путевым выключателем), либо сигналом таймера об окончании требуемой выдержки времени. Каждый последующий шаг некоторой сложной операции начинается, таким образом, по сигналу об окончании предыдущего.

В автоматическом режиме последующая операция некоторого сложного цикла инициируется предшествующими по определенным

логическим правилам; в наладочном режиме связь между последовательностью шагов или операций определяется самим оператором. Циклы или операции называются *жесткими*, если порядок их выполнения не изменяется. *Разветвленными* циклами или операциями называются такие, в которых порядок их выполнения зависит от некоторых условий (например, внутренних состояний объекта или дополнительных команд, полученных извне).

При программной реализации задач цикловой автоматики в станках с ЧПУ функциональное ПО должно иметь несколько иерархических уровней для передачи и обработки дискретной информации, которые можно представить схемой на рис. 10.44.

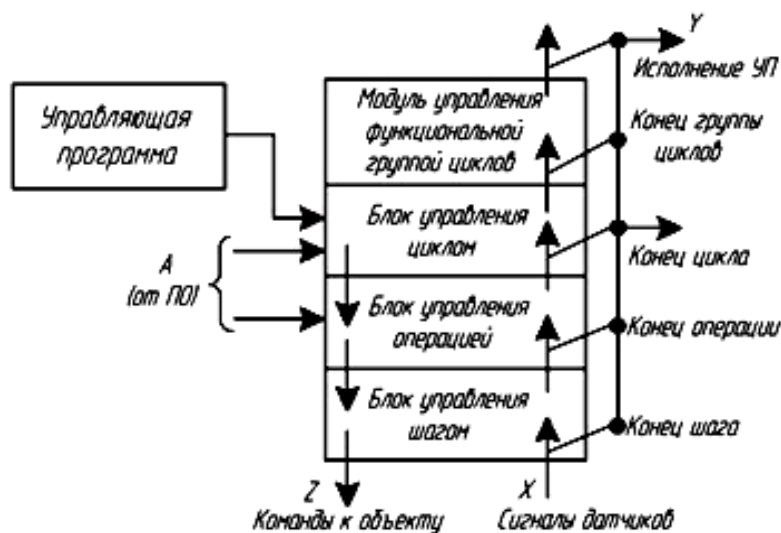


Рис. 10.44. Структура функционального ПО для управления электроавтоматикой станков с ЧПУ

В системе циркулируют два потока информации, обозначенные стрелками: команды управления Z объектом в наладочном L и автоматическом M циклах; осведомительные сигналы X о текущем состоянии этапов отработки циклических процессов.

Команды M управляющей программы инициируют необходимые циклы операций. При этом команда M запуска какого-либо сложного цикла преобразуется в системе в последовательность команд Z запуска операций.

В свою очередь, команда запуска операции преобразуется в последовательность команд подключения отдельных шагов, а они — в управляющие воздействия на исполнительные устройства станка. В составе операции каждый последующий шаг отрабатывается по сигналу X об окончании предыдущего шага.

Сигнал завершения последнего шага операции вызывает обработку очередной операции сложного цикла. Сигнал о завершении последней операции цикла свидетельствует об окончании выполнения команды М.

Из сигналов обработки группы циклов, задаваемых несколькими командами с адресом М, формируется сигнал завершения работы данного функционального блока, а из сигналов исполнения всех таких блоков – команда У подтверждения выполнения функций автоматики, заданных в управляющей программе. Не все уровни иерархии ПО ЭА обязательно должны быть задействованы в каждом конкретном случае управления циклами станка.

При разработке конкретного алгоритма управления объектом необходимо учитывать его собственную структуру. Удобной моделью для структурного описания объекта и алгоритма его циклового программного управления является *ориентированный граф*. Рассмотрим пример построения ориентированного графа, описывающего алгоритм управления гидрофицированного привода станка с ЧПУ, схема которого приведена на рис. 10.45, а.

Построение графа управления подчиняется ряду формальных правил. Конфигурация этого графа такая же как и у исходного ориентированного графа состояний объекта управления. Построение графа состояний (рис. 10.45, б) производится в следующем порядке:

1) определяется число состояний объекта; в данном примере их три ($X1$ – поршень в левом положении, $X2$ – в правом и $X1 \cdot X2$ – в промежуточном положении, т. е. в НЕ $X1$ и НЕ $X2$); граф состояний соответственно имеет три вершины, переходы между которыми осуществляются в зависимости от управляющего сигнала $Z1$ или $Z2$;

2) определяются дополнительные внутренние состояния, увеличивающие число вершин графа; в данном примере поршень может удерживаться в левом положении под действием сигнала $Z2$ или при отсутствии всяких сигналов, т. е. при $Z1 \cdot Z2$ (НЕ $Z1$ и НЕ $Z2$), поэтому в графе должно быть два состояния $X1$ и по аналогии – два состояния $X2$, а также три промежуточных состояния $X1 \cdot X2$ (при движении вправо, влево и в неподвижном состоянии, когда $Z1$ и $Z2$ сняты);

3) обозначаются сигналы переходов из состояния в состояние посредством соединения вершин графа дугами.

Для построения графа управления (рис. 10.45, в) вершины исходного графа отмечают выходными сигналами ZK , где K – номер сигнала управления (в данном примере – это $Z1$, $Z2$ и $Z1 \cdot Z2$, которыми в графе на рис. 10.45, б были отмечены входящие в вершины дуги). Входящей

же в каждую вершину дуге на графе управления присваивают символ $A1$, где 1 – номер управляющего сигнала, поступающего от пульта оператора (в данном примере их три – $A1$ «Зажим», $A2$ «Разжим» и $A3 = A1 \cdot A2$). С сигналом $A1$ посредством логического умножения (операции И) объединяют осведомительные сигналы – XG , где G – номер сигнала датчика (в данном примере их два – $X1$ и $X2$, в исходном графе состояния они характеризовали данную вершину).

Таким образом, граф управления на рис. 10.45, в может быть получен формальным преобразованием графа состояний объекта на рис. 10.45, б.

Подобным образом могут быть построены графы управления сложными циклами, группами циклов, а также графы функциональных алгоритмов управления всей электроавтоматикой станка с ЧПУ как в автоматическом, так и в наладочном режиме.

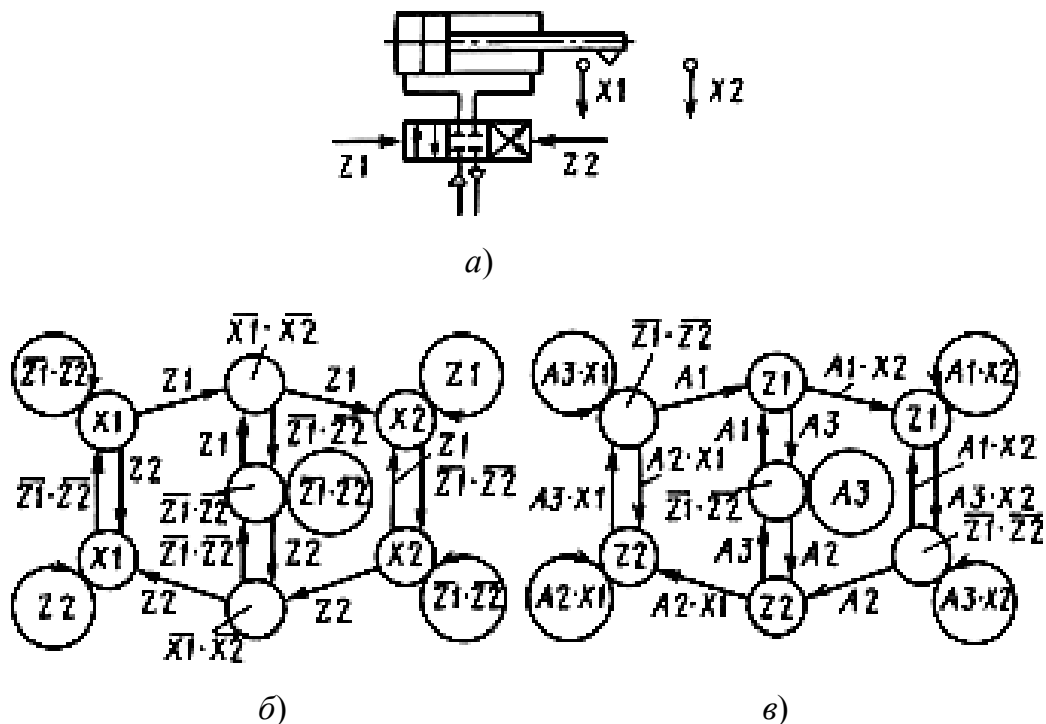


Рис. 10.45. Пример построения графической модели циклового управления объектом:
 а – гидравлическая схема механизма загрузки станка;
 б – исходный граф состояний механизма;
 в – граф алгоритма управления

После описания данных алгоритмов в виде многоуровневой структуры, состоящей из ориентированных графов, можно переходить к программной реализации этих алгоритмов. Для этого граф

управления рассматривают как схему преобразования словаря специализированного языка для описания логических и временных преобразований входных воздействий $A1$ и XG , которые записаны на дугах графа (рис. 10.45, б), в словарь машинного языка, описывающего комбинации выходных управляющих воздействий ZK , приписанных вершинам этого графа.

Преобразование фраз входного языка (типа «Ярус») в объектный код выходного языка в соответствии с алгоритмом, представляемым в виде ориентированного графа управления, является основной функцией программного модуля диспетчера ЭА. Таким образом, прикладное ПО для управления электроавтоматикой технологического оборудования с ЧПУ строится по принципу интерпретатора входного языка высокого уровня для программирования программируемого логического контроллера (ПЛК).

Рассмотренные алгоритмы решения прикладных задач ЧПУ не охватывают всего их многообразия. Поэтому при выборе системы ЧПУ следует анализировать полный состав их функций, используя каталоги фирм-разработчиков и поставщиков этих систем.

10.7. Выбор системы числового программного управления при проектировании станков и станочных комплексов

В соответствии с функциональными возможностями все устройства ЧПУ подразделяются на четыре класса (ГОСТ 21021–2000).

При проектировании станков общего назначения конструктор, прежде всего, осуществляет поиск серийно выпускаемого устройства ЧПУ, которое по своим техническим данным и возможностям наиболее соответствует предъявляемым в конкретном случае требованиям. При начальном ознакомлении с некоторыми серийно выпускаемыми устройствами ЧПУ разных классов можно использовать следующие основные данные.

ОАО «Автоматика-Плюс» выпускает ПЛК с функциями ЧПУ *1 класса* типа УПУ-ТП, структурная схема которых показана на рис. 10.46.

Устройство ЧПУ типа УПУ-ТП в составе ПЛК *1*, построенного на базе центрального процессорного модуля CPU-166, включает в себя модули позиционирования 2 типа МП-3 или МП-4 и пульт 4 управления станком (ПУС). Модуль МП-3 позволяет выполнять независимое или одновременное позиционирование по трем координатным осям.

При необходимости одна из осей может управлять приводом главного движения станка. Сложные многокоординатные системы ЧПУ строятся на основе двух или более модулей типа МП в составе одного ПЛК.

Контроллер выполняет согласующую и координирующую функции во взаимодействии модулей МП и остального электрооборудования (электроприводов, датчиков и средств автоматики) станков. Разрешающая способность (не грубее 1 мкм) в цифровом контуре регулирования положения, реализованном в МП-3, обеспечивает точность позиционирования. Для связи с пультом и внешним компьютером 3 контроллер снабжен портами последовательного канала RS-232 с протоколом обмена типа Profibus. Предусмотрены программные средства компенсации неточностей в механизмах станка, например, таких, как накопленная ошибка шага ходового винта, люфт и зона нечувствительности.

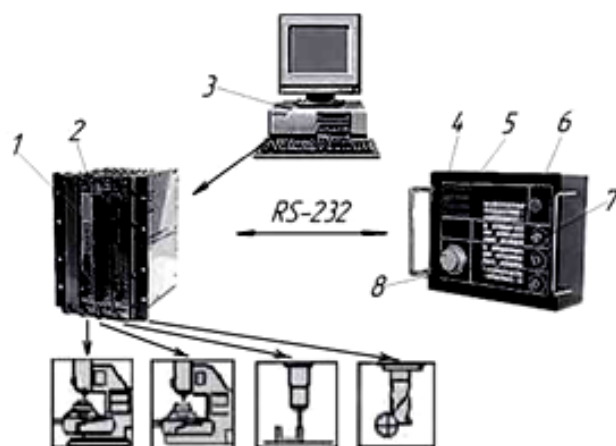


Рис. 10.46. Структура аппаратных средств модульной системы ЧПУ типа УПУ-ТП

Управление станками токарной и фрезерной групп производится оператором посредством пульта, который обеспечивает задание следующих режимов:

- наладочного, имеющего подрежимы импульсной подачи, выхода в исходную точку, ручного управления от «электронного штурвала» 8, настройки циклов «Конус», «Резьба» и «Копир»;
- автоматического, выполняемого в одном из подрежимов – с циклическим выполнением управляющей программы или ее обработкой отдельными кадрами.

Дальнейшим развитием данной системы ЧПУ стало использование модулей управления движением типа МП-4 с интерфейсом для подключения одного регулируемого привода главного движения

и трех следящих электроприводов подачи. При этом обеспечивается линейно-круговая интерполяция криволинейных траекторий движения в любой координатной плоскости, а также плавное ускорение и замедление при позиционировании. Всего можно установить до трех модулей МП-4 в один программируемый контроллер, выполняющих позиционно-контурное управление до девяти координатных перемещений.

Для записи управляющей программы используется внутренняя твердотельная память пользователя типа Flash-EPR0M, которая вмещает до 2000 фраз (кадров). Система программирования AUTO, установленная на внешнем компьютере, осуществляет подготовку не только технологических, но и функциональных программ автоматике станка. В графическом редакторе вычерчивается необходимая траектория движения режущего инструмента, по которой система формирует программу обработки заготовки и рабочую программу управления автоматическим циклом станка для контроллера. *Универсальная система ЧПУ 2 класса* типа FMS-3000 и ее модификация FMS-3100. Основой для построения системы ЧПУ типа FMS-3000 является персональный компьютер промышленного исполнения, выполненный в виде рабочей станции.

Промышленный компьютер имеет следующую конфигурацию:

- материнская плата с процессором Pentium III, имеющим тактовую частоту 1 ГГц, и ОЗУ (RAM) – 512 Мб;
- гибкий 3,5" и жесткий дисководы;
- память пользователя типа Flash-EPR0M – до 144 Мб;
- отсек для установки компакт-диска CD-ROM;
- сетевой контроллер в стандарте Ethernet;
- число синхронно управляемых (интерполируемых) координатных осей – 6;
- число дискретных входов/выходов – от 64 до 468 (при использовании внешних блоков).

Программное обеспечение системы реализовано на базе ядра операционной системы «жесткого» реального времени с использованием библиотеки *RT-Kernel*. Открытая структура системы позволяет включать в состав прикладного обеспечения программные модули пользователя.

Станочный пульт предназначен для дополнительного удобства оператора. Важным достоинством системы ЧПУ типа FMS-3000 является возможность ее настройки на программирование модулей внеш-

ней памяти типа МВПН с емкостью 32 Кб, выполненных на электрически программируемых микросхемах с независимым от источника питания хранением информации (аналог PC-Card).

Операции чтения и записи информации производятся при подключении модуля МВПН к персональному компьютеру типа IBM-PC, в том числе и в составе устройства ЧПУ типа FMS-3000 (рис. 10.47, а).

Записанная на кассете пользовательская программа может затем быть считана специальной платой NC-MEM (рис. 10.47, б), которая полностью заменяет блоки статического и динамического ОЗУ.

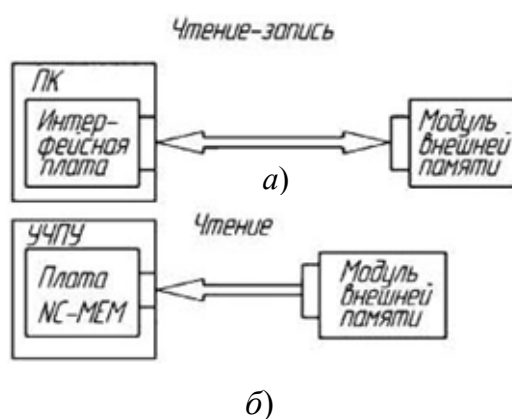


Рис. 10.47. Процесс переноса программы пользователя из ПК в память устройства ЧПУ

Полнофункциональные системы ЧПУ 3 класса, предназначенные для управления станками с многокоординатным формообразованием сложных поверхностей деталей и гибкими производственными модулями на их базе, строятся по структуре PCNC (рис. 10.48).

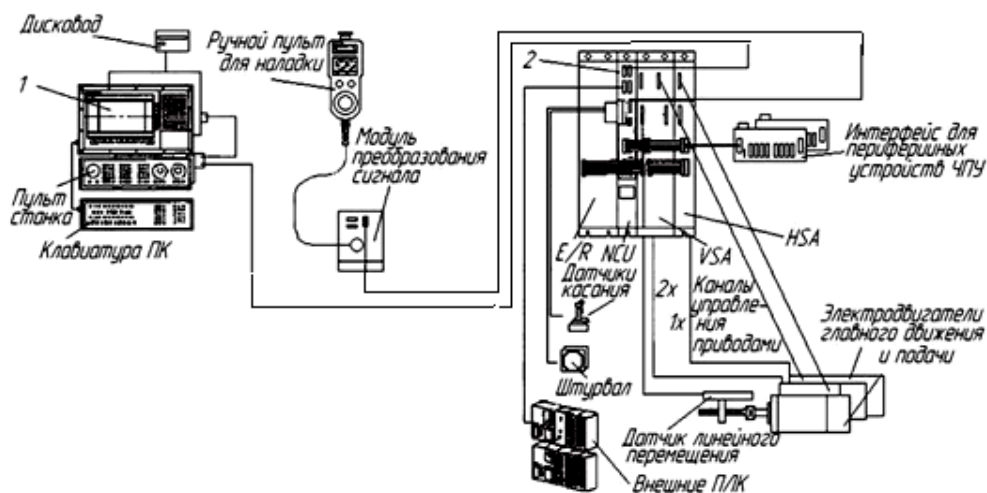


Рис. 10.48. Структура системы ЧПУ класса PCNC вместе с периферийными устройствами

Основные функции ЧПУ, такие как взаимные преобразования координатных систем станка, инструмента, оснастки и детали, высокоточное позиционирование, интерполяция криволинейных траекторий и образуемых ими в технологическом процессе поверхностей, управление скоростью вращения электроприводов с адаптивным регулированием параметров, управление цикловой автоматикой и другие, обеспечиваются специализированным микропроцессорным контроллером реального времени. Такие микропроцессорные контроллеры с функциями ЧПУ называют модулями управления движениями или компьютерными устройствами ЧПУ (CNC – NCU). В одном модуле NCU объединяются задачи ЧПУ, программируемого логического контроллера (ПЛК – PLC) и цифровой системы регулирования скорости электродвигателей главного движения (блок HSA) и подачи (VSA). В этот же модуль встроены блок питания и рекуперации энергии (E/R). Связь с управляемым вспомогательным технологическим оборудованием (манипуляторами, накопительными, загрузочными и другими устройствами) выполняется посредством внешних программируемых логических контроллеров, дополнительно подключаемых к модулям ЧПУ.

Для осуществления терминальных задач, связанных с программированием, диагностированием и обслуживанием модулей NCU в режиме человекомашинного диалога, используется универсальный промышленный компьютер (ПК – РС 1) совместно с его периферийными устройствами – панелью оператора с дисплеем, пультом станка, клавиатурой ПК и другими устройствами ввода/вывода информации. Персональный промышленный компьютер или рабочая станция, модуль ЧПУ, внешние ПЛК и электрооборудование станка объединены в единую многоуровневую управляющую сетевую структуру посредством стандартных системных интерфейсов, например, типа Profibus-DP.

Системы ЧПУ 4-го класса предусматривают управление группой станков совместно с дополнительным технологическим оборудованием в составе гибких автоматизированных участков (ГАУ), автоматических линий (ГАЛ) и цехов (ГАЦ). При объединении в локальную промышленную сеть (ЛПС) большого числа станков используется промышленный компьютер с функциями сервера, который координирует и обслуживает несколько локальных рабочих станций, реализующих функции систем ЧПУ типа PCNC. Программное обеспечение для прямого управления группой станков от общего ПК – Direct Numerical Control (DNC) также подразделяется на серверное и локальное (клиентское).

Задачи локальных узлов промышленной сети могут выполнять компьютерные системы ЧПУ с возможностями рабочих станций, например, рассмотренные ранее системы PCNC. Однако полностью функции DNC могут выполнять только распределенные сетевые структуры АСУТП, один из вариантов которой показан на рис. 10.49. В результате многолетней работы над созданием систем управления технологическим оборудованием современного гибкого автоматизированного производства НПП «Модель» разработало систему ЧПУ типа NC-2000. Данная система управления отвечает приведенному набору требований для сетевых структур DNC: это распределенная система с гибкой архитектурой.

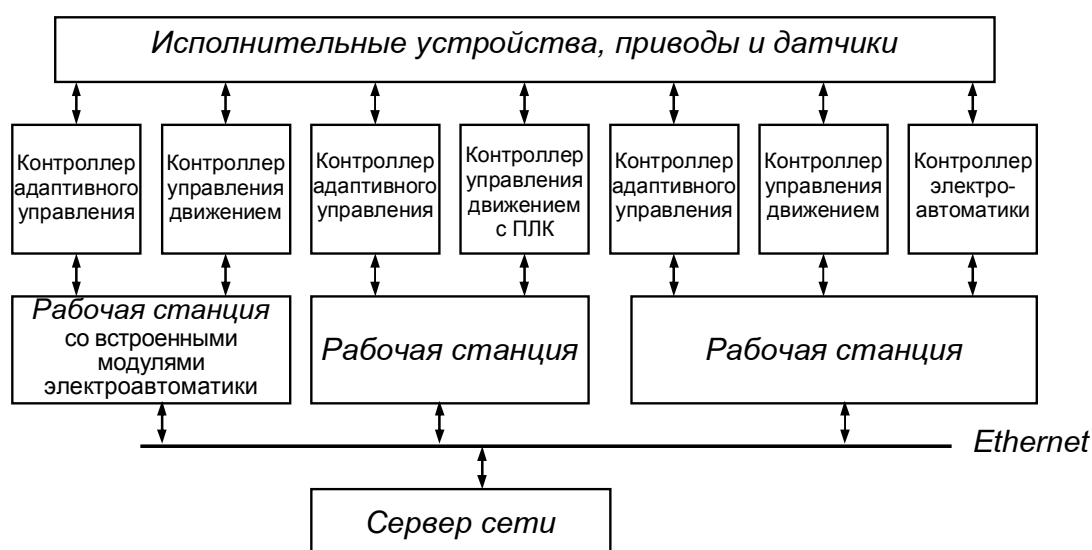


Рис. 10.49. Варианты структурных схем системы группового управления типа NC-2000

Базой построения ЧПУ является промышленная рабочая станция AWS-825 фирмы «Advantech», которая управляет всей системой на уровне команд, обеспечивает пользовательский интерфейс, сетевые возможности во взаимодействии с автономными внешними устройствами (такими, например, как система автоматизированного измерения деталей), а также с сервером сети и компьютерными системами верхнего уровня. Работает станция под управлением операционной системы Windows NT.

Контроллер адаптивного управления выполняет функцию регулирования параметров технологического процесса или подстройки параметров оборудования в реальном масштабе времени.

На нижнем уровне системы ЧПУ типа NC-2000 расположены контроллеры, обеспечивающие управление технологическим обо-

дованием в режиме «жесткого» реального времени. Это могут быть контроллеры управления движением, контроллеры электроавтоматики, адаптивного управления и т. д. Все контроллеры объединены между собой и с базовой станцией в единую сеть, где имеют индивидуальный сетевой адрес.

Каждый контроллер получает задание от базовой станции, выполняет его и посылает базовой станции информацию о ходе выполнения задания.

Данная архитектура системы позволяет получить наивысшую скорость ее реакции на внешнее воздействие, сохранив обширные сетевые, графические и вычислительные возможности. Время отработки одного цикла управления движением в системе ЧПУ NC-2000 – не более 200 мкс, при этом один контроллер может управлять одновременно 32 координатными осями. Количество контроллеров в системе ЧПУ типа NC-2000 в основном определяется сетевыми возможностями.

Система ЧПУ типа NC-2000 позволяет вести программное управление несколькими процессами одновременно. В ней возможен как запуск нескольких процессов в пределах одного управляемого станка (разделение ресурса), так и нескольких процессов на разных единицах оборудования, имеющих свои контроллеры (локальный ресурс). Это позволяет использовать данную систему ЧПУ для управления гибкими автоматическими линиями, в том числе с разнесенными по цеху участками.

Для современных компьютерных систем ЧПУ характерен модульный принцип построения, который позволяет гибко конфигурировать их в зависимости от конкретных требований управляемого объекта. Пользователь может из небольшого числа аппаратных и программных компонентов быстро и эффективно собрать свою индивидуальную систему программного управления для самых различных технологий и производств.

В качестве примера рассмотрим комплексную систему средств автоматизации станков, роботов и технологических машин специального назначения, разработанную фирмой Siemens и получившую самое широкое применение во всех отраслях промышленности. В состав этого комплекса включены системы ЧПУ всех функциональных классов, известные под маркой «Sinumerik», программируемые логические контроллеры Simatic и комплектные электроприводы Simodrive, состоящие из силовых электронных преобразователей, электродвигателей разных типов и датчиков. Модульная концепция

построения данного комплекса на основе общей микропроцессорной базы и взаимосвязанных функциональных блоков позволяет выбрать наиболее эффективную комплектацию аппаратно-программных средств системы ЧПУ, соответствующих классу решаемых задач. Интегральной характеристикой сложности выполняемых задач может быть, например, требуемая емкость буферной оперативной памяти для программ и данных пользователя, доступная процессору реального времени. В качестве обобщенной оценки принадлежности систем ЧПУ к определенному функциональному классу принимается наибольшее количество управляемых координатных осей.

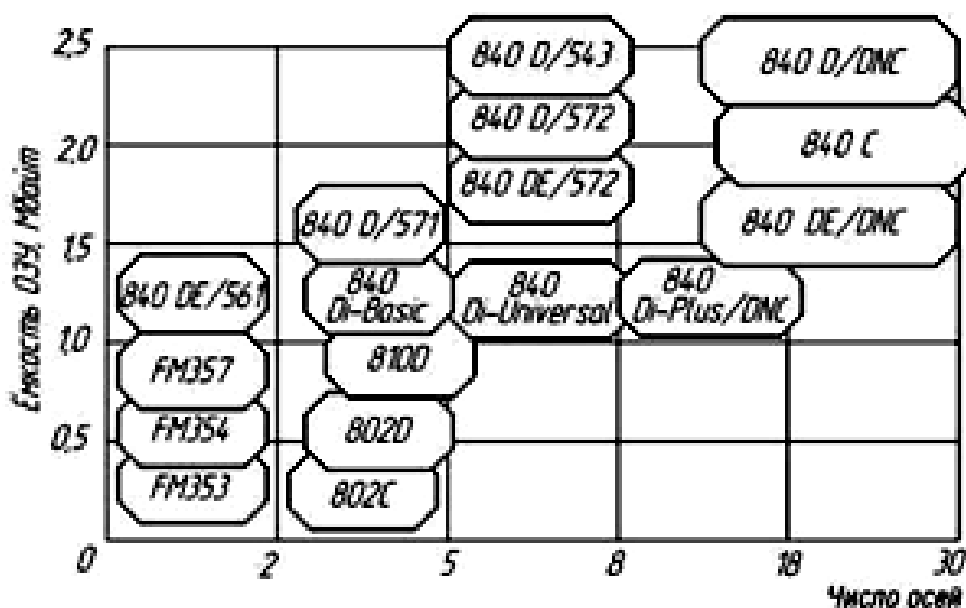


Рис. 10.50. Основные характеристики систем ЧПУ типа Sinumerik разных классов

Обзор систем ЧПУ Sinumerik классов 1–4 для задач разной сложности показан в виде графика на рис. 10.50.

ГЛАВА 11. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СРЕДСТВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ И СИСТЕМ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

11.1. Информационное и техническое обеспечение жизненного цикла технологического оборудования

Структура жизненного цикла технического обеспечения (ТО) условно может быть показана в виде данной на рис. 11.1 иерархической схемы.



Рис. 11.1. Типовая структура жизненного цикла ТО

На Западе идея создания информационных систем, охватывающих весь жизненный цикл изделия, была сформулирована в департаменте обороны США в середине 1980-х гг. и получила название «CALS-технологии».

Первоначально эта аббревиатура расшифровывалась как «Computer-Aid Acquisition and Logistic Support» (Компьютеризированная поддержка логистических систем). С 1993 г. программа стала называться «Continues Acquisition and Lifecycle Support» (Непрерывная поддержка поставок и жизненного цикла).

Первая часть термина означает постоянное повышение эффективности, развитие как самого изделия, так и процессов взаимодействия между поставщиком и его потребителем, и выражает информационные, организационные и производственные процессы в течение жизненного цикла изделия, заключающиеся в непрерывном обогащении информационного образа последнего на всех стадиях жизненного цикла.

Вторая часть термина обозначает цель CALS-технологий и путь такого развития: внедрение новых организационных методик разработки изделия (параллельное проектирование, организация междисциплинарных рабочих групп и пр.). Это приведет к увеличению инвестиций на этапах создания и модернизации изделия, но позволит более полно учесть потребности заказчика и условия эксплуатации. Последнее, в свою очередь, приведет к снижению затрат на этапах эксплуатации и обслуживания изделия и в конечном итоге – к сокращению затрат на весь его жизненный цикл.

Некоторыми авторами замечено, что к концу XX в. вообще изменился характер мировой экономики: она приобрела черты корпоративной геоэкономики и перешла к новому – информационному способу производства.

Можно выделить две основные проблемы, стоящие на пути повышения эффективности управления информацией:

1) с увеличением сложности ТО и применением для их разработки современных компьютерных систем значительно увеличивается объем данных об ТО (при этом прежние методы работы с данными уже не позволяют обеспечивать их точность, целостность и актуальность при сохранении приемлемых временных и материальных затрат);

2) рост количества участников проекта по разработке ТО (особенно в случае виртуального предприятия) приводит к возникновению проблем при обмене информацией между участниками из-за наличия коммуникационных барьеров (например, из-за несовместимости компьютерных систем).

Внедрение CALS-технологий – весьма сложная, многоплановая и комплексная проблема, в которой одно из ключевых мест принадлежит стандартизации, т. е. созданию комплекса взаимоувязанных нормативных документов – стандартов и методических рекомендаций по их применению в различных прикладных областях промышленности. Этим достигается обеспечение единого информационного пространства на всех этапах жизненного цикла.

Основная концепция CALS-технологии – это создание единой непрерывно обновляемой на протяжении всего жизненного цикла, функционирующей в едином информационном пространстве виртуальной модели ТО или его частей, отражающей все свойства последнего, а также пополняемую сумму знаний о нем при его производстве, эксплуатации, возможном применении и последующей утилизации.

Путь реализации концепции CALS-технологии содержится в ее стратегии, предполагающей создание единого информационного пространства (ЕИП) для всех участников жизненного цикла ТО (в том числе эксплуатирующих организаций). Единое информационное пространство должно обладать следующими свойствами:

- вся информация представляется в электронном виде;
- ЕИП охватывает всю информацию, созданную о ТО;
- ЕИП является единственным источником данных о ТО (прямой обмен данными между участниками жизненного цикла исключен);
- ЕИП строится только на основе международных, государственных и отраслевых информационных стандартов;
- для создания ЕИП используются программно–аппаратные средства, уже имеющиеся у участников жизненного цикла;
- ЕИП постоянно развивается.

Понятие ЕИП весьма наглядно иллюстрируется новым современным направлением развитием информационной поддержки процессов эксплуатации изделий путем создания и использования интерактивных электронных технических руководств.

Традиционно инструкция по эксплуатации ТО предоставлялась (и в основном предоставляется сейчас) разработчиком конечному потребителю в виде книг с описаниями, плакатов, схем и пр. В современных условиях выход на рынок с ТО, сопровождаемым большим объемом такой документации, существенно снижает его конкурентоспособность: потребитель вынужден поддерживать большой архив документации (при вводе в эксплуатацию модификаций одного и того же изделия архив существенно расширяется), становятся затрудненными процедуры сервиса, заказа запасных частей и т. д.

Интерактивное электронное техническое руководство (ИТЭР) по эксплуатации предоставляется заказчику в электронной форме на мобильном носителе или по сети Интернет. Как правило, это руководство состоит из следующих компонентов: спецификация ТО; техническое описание узлов, систем; инструкция по эксплуатации; инструкция по монтажу; инструкция по техобслуживанию; описание

диагностики; средства общения потребителя с поставщиками (например, при помощи интернета).

В принципе интерактивное электронное техническое руководство – это комплекс интегрированных программных средств, который включает в себя базу данных о ТО и правилах его эксплуатации и электронную систему отображения, предназначенную для визуализации данных и обеспечения интерактивного взаимодействия с пользователем.

Для описания требований к структуре базы данных интерактивного электронного технического руководства используется терминология языка SGML (ISO 8879). В соответствии с требованиями стандарта ISO 8879 структура базы данных описывается путем декларации (объявления) набора информационных объектов, их атрибутов, связей и иерархии. Совокупность указанных деклараций в терминах SGML называется описанием логической структуры документа – DTD (Document Type Definition).

Применение трехмерной графики и электронных макетов при создании технических руководств позволяет наглядно представить новые технические решения, пояснить внутреннее устройство и принципы работы сложных систем, в доступной форме показать процесс установки и обслуживания сложного оборудования.

Интерактивное электронное техническое руководство рассматривается сегодня как элемент интегрированной логистической поддержки (Integrated Logistic Support – ILS) ТО.

Стратегия CALS предусматривает двухэтапный план создания единого информационного пространства:

- 1) автоматизация отдельных процессов (или этапов) жизненного цикла ТО и представление данных на них в электронном виде;
- 2) интеграция автоматизированных процессов и относящихся к ним данных, уже представленных в электронном виде, в рамках единого информационного пространства.

Единое информационное пространство может быть создано для организационных структур разного уровня: от отдельного подразделения до виртуального предприятия или корпорации. При этом различается и эффект, получаемый от создания единого информационного пространства.

Основными свойствами единого информационного пространства являются:

- обеспечение целостности и сохранности (а при необходимости и надлежащей секретности) данных;

- возможность организации доступа к данным для различных (во времени и пространстве, например, географически разбросанных) лиц, имеющих отношение к реализации жизненного цикла ТО;
- отсутствие потерь данных при переходе между этапами;
- иерархия доступа к данным для всех разработчиков;
- повышение скорости поиска данных и доступа к ним по сравнению с бумажной документацией;
- возможность использования различных компьютерных систем для работы с данными.

Эффективность применения CALS-технологий предполагает неукоснительное соблюдение всеми участниками жестко регламентированных стандартов, процедур, правил, технических решений.

Стандарты и методические материалы в области CALS-технологий определяют общий подход, способ представления и интерфейсы доступа к данным различного типа, вопросы защиты информации и ее электронной авторизации (цифровой подписи).

Например, в настоящее время в США для этой цели на различных этапах жизненного цикла изделий используются более 150 нормативных документов, включая международные стандарты (ИСО), федеральные стандарты США (FIPS), военные стандарты США (MIL).

Перечислим наиболее важные международные стандарты в области CALS-технологий.

Стандарт обмена данными об изделии ISO 10303 STEP формализует вопросы хранения и обмена данными. Этот стандарт обеспечивает единство описания модели изделия и включает общую концепцию построения модели изделия, методы описания и реализации, конкретные предметные области (прикладные протоколы, ресурсы и др.).

Прикладной протокол AP203 предназначен для описания механических изделий сложного состава. Протокол поддерживает передачу:

- геометрической модели детали (протокол AP203 предусматривает наличие семи разновидностей геометрических моделей – от модели, представленной в виде набора точек, пространственных кривых и отдельных поверхностей, до моделей, создаваемых современными CAD-системами, реализующими твердотельное моделирование);
- конструкторского графа ТО (описание многоуровневых многовариантных сборок);
- некоторых данных, относящихся к организации производства.

Сюда относится набор объектов, необходимых для представления информации, содержащейся в конструкторской спецификации

и штампе (код детали или сборочной единицы, состав сборочных единиц, грифы, фамилии лиц, ответственных за разработку, наименования организаций разработчика и заказчика, дата утверждения и т. д.). Эти объекты принадлежат к классу, называемому PDM (управляющие данные об изделии). Относящийся также к PDM объект проектирования – это часть проекта изделия, которая может иметь самостоятельное значение.

Таким образом, протокол AP203 описывает предметные области, которые традиционно покрываются:

- CAD-системами (автоматизации проектирования);
- PDM-системами (управления проектами).

На базе стандарта STEP в настоящее время разрабатывается серия информационных стандартов (стандарты группы STEP):

- ISO 13584 P_LIB (интеллектуальная библиотека изделий);
- ISO 14959 PAREX (описание параметризованной модели и представление знаний об изделии);
- ISO 15531 MANDATE (описание производственного процесса).

Внедрение стандартов группы STEP обеспечит более эффективное хранение данных.

Стандарт ISO 13584 – это серия международных стандартов для представления и обмена доступными для компьютерной интерпретации данными моделей изделий, а также обмена данными об изделиях, создания справочных систем, библиотек изделий и отдельного использования ими вне зависимости от используемого прикладного программного обеспечения.

Стандарт ISO 14959 PAREX, создаваемый изначально как средство передачи параметризованных моделей между системами автоматизации конструирования, может стать также и основой для стандартизации передачи знаний об изделиях, начиная от формулирования требований заказчика к разрабатываемому изделию.

Стандарт ISO 15531 MANDATE, описывающий функционирование предприятия, состоит из трех разделов, которые регламентируют:

- взаимодействие предприятия с внешними партнерами;
- описание ресурсов предприятия;
- описание информационных и материальных потоков внутри предприятия.

В серию ISO 14000 – «Экологическое управление» – входят стандарты по следующим направлениям:

- термины и определения;
- экологический аудит;
- экологическая маркировка;
- оценка характеристик экологичности;
- оценка полного жизненного цикла.

Ряд стандартов регламентируют разработку интерактивных электронных технических руководств. С целью унификации форматов данных способ их представления в интерактивном электронном техническом руководстве определен стандартами ISO 8879 (представление текстовой информации), ISO 10744 (представление мультимедийной информации), структура баз данных определена соответствующими спецификациями европейских стран.

Внедрение CALS-технологии является весьма сложной в организационном плане задачей (рис. 11.2), для решения которой требуются существенные материальные затраты.



Рис. 11.2. Организационные мероприятия, необходимые при внедрении CALS-технологий

Цель анализа существующих бизнес-процессов и информационного обеспечения на предприятии – оценка существующего взаимодействия между этими процессами и их рациональности и эффективности. Для этого разрабатываются функциональные модели, содержащие детальное описание выполняющихся технологических процессов в их взаимосвязи. Формат описания регламентирован стандартом IDEFO.

Полученная функциональная модель позволяет решать целый ряд задач, связанных с оптимизацией, оценкой величины и распределения затрат, оценкой производительности, загрузки и сбалансированности составных частей производства.

Весьма ответственным и непростым этапом является выбор и приобретение PDM-системы и технических средств. На российском рынке в настоящее время достаточно широко представлены разнообразные по функциональным возможностям, универсальности и стоимости системы управления данными об изделии. В любом случае предприятие должно приобретать не просто компьютерную программу и соответствующее аппаратное обеспечение, а пакет услуг. В связи с этим необходимо учитывать не только качества самой PDM-системы, но и способность ее производителя (или авторизованного дилера) обеспечить ее сопровождение, модернизацию и адаптацию к потребностям предприятия. Задача выбора и приобретения аппаратных средств (компьютеров и сетевого оборудования для локальных вычислительных сетей) тесно связана с задачей выбора программного обеспечения PDM-системы. В табл. 11.1 приведены примеры наиболее известных на рынке PDM-систем.

Таблица 11.1

PDM-системы

PDM-системы	Производитель
iMAN	Unigraphics Solution
PartY Plus	Лоция-Софт
PDM STEP Suite	НИЦ СALS «Прикладная логистика»
Search	Интермех
T-Flex Docs	Топ Системы
Windchill	PTC

Для создания на предприятии единого информационного пространства необходимо интегрировать PDM-систему с уже существующими компьютерными системами. Средствами интеграции и адаптации PDM-системы являются:

– прикладные модули автоматизированных систем управления производством (АСУП) или систем автоматизированного проектирования (САПР), оперирующие данными в PDM-системе;

– прикладные модули PDM-системы, предназначенные для расширения ее функций;

– конверторы, используемые для передачи информации из PDM-систем в АСУП, САПР и т. д.

Все функции полноценной PDM-системы можно четко разделить на несколько групп:

• **Управление хранением данных и документов.** Все данные и документы в PDM-системе хранятся в специальной подсистеме – хранилище данных, которое обеспечивает их целостность, организует доступ к ним в соответствии с правами доступа и позволяет осуществлять поиск данных разными способами. При этом документы, хранящиеся в системе, являются электронными документами, т. е. обладают электронной подписью.

• **Управление процессами.** PDM-система выступает в качестве рабочей среды пользователей и отслеживает все их действия, в том числе следит за версиями создаваемых ими данных. Кроме того, PDM-система управляет потоком работ (например, в процессе проектирования изделия) и занимается протоколированием действий пользователей и изменений данных.

• **Управление составом изделия.** PDM-система содержит информацию о составе изделия, его исполнениях и конфигурациях. Важной особенностью является наличие нескольких представлений состава изделия для различных предметных областей (конструкторский состав, технологический состав, маркетинговый состав и т. д.), а также управление применяемостью компонентов изделия.

• **Классификация.** PDM-система позволяет распределять изделия и документы в соответствии с различными классификаторами. Это может быть использовано при автоматизации поиска изделий с нужными характеристиками с целью их повторного использования или для автоматизации присваивания обозначений компонентов изделия.

• **Календарное планирование.** PDM-система содержит функции формирования календарного плана работ, распределения ресурсов по отдельным задачам и контроля выполнения задач со стороны руководства.

• **Вспомогательные функции.** Обеспечивают взаимодействие PDM-системы с другими программными средствами, с пользователями, а также взаимодействие пользователей друг с другом.

Основной выгодой от использования на предприятии PDM-системы является сокращение времени разработки изделия, благодаря:

– избавлению конструктора от непроизводительных затрат времени, связанных с поиском, копированием и архивированием данных (при работе с бумажными данными это может занимать 25–30 % его рабочего времени);

– улучшению взаимодействия между конструкторами, технологами и другими участниками жизненного цикла изделия путем организации параллельного проектирования, что приводит к сокращению количества изменений изделия;

– значительному сокращению срока проведения изменения конструкции изделия или технологии его производства за счет улучшения контроля за потоком работ в проекте;

– резкому увеличению доли заимствованных или слегка измененных компонентов в изделии (до 80 %) за счет возможности поиска готового (почти готового) компонента проекта с необходимыми характеристиками.

Пользователями PDM-системы выступают все сотрудники – участники жизненного цикла изделия: конструкторы, технологи, работники технического архива, а также сотрудники, работающие в других предметных областях: сбыт, маркетинг, снабжение, финансы, сервис, эксплуатация и т. п.

Действия по обеспечению информационной безопасности реализуются специализированными программами.

Помимо этого возможно использование интеллектуальных пластиковых карточек (так называемых смарт-карт) и подключаемых к компьютеру средств считывания данных с этих карточек, специальных жетонов и т. д. В особо ответственных случаях могут применяться средства идентификации, основанные на сканировании и последующем распознавании физических характеристик пользователя (отпечатка пальца, радужной оболочки глаза и др.).

Так, типовая структура CALS-технологии приведена на рис. 11.3.

Более узкими (а также ранее появившимися и более узнаваемыми) понятиями CALS-технологий являются системы:

- CAD – Computer Aided Design – компьютерно-ориентированное проектирование;

- CAE – Computer Aided Engineering – компьютерно-ориентированная инженерная поддержка;

- CAM – Computer Aided Manufacturing – компьютерно-ориентированные технологическая подготовка производства и собственно производство.

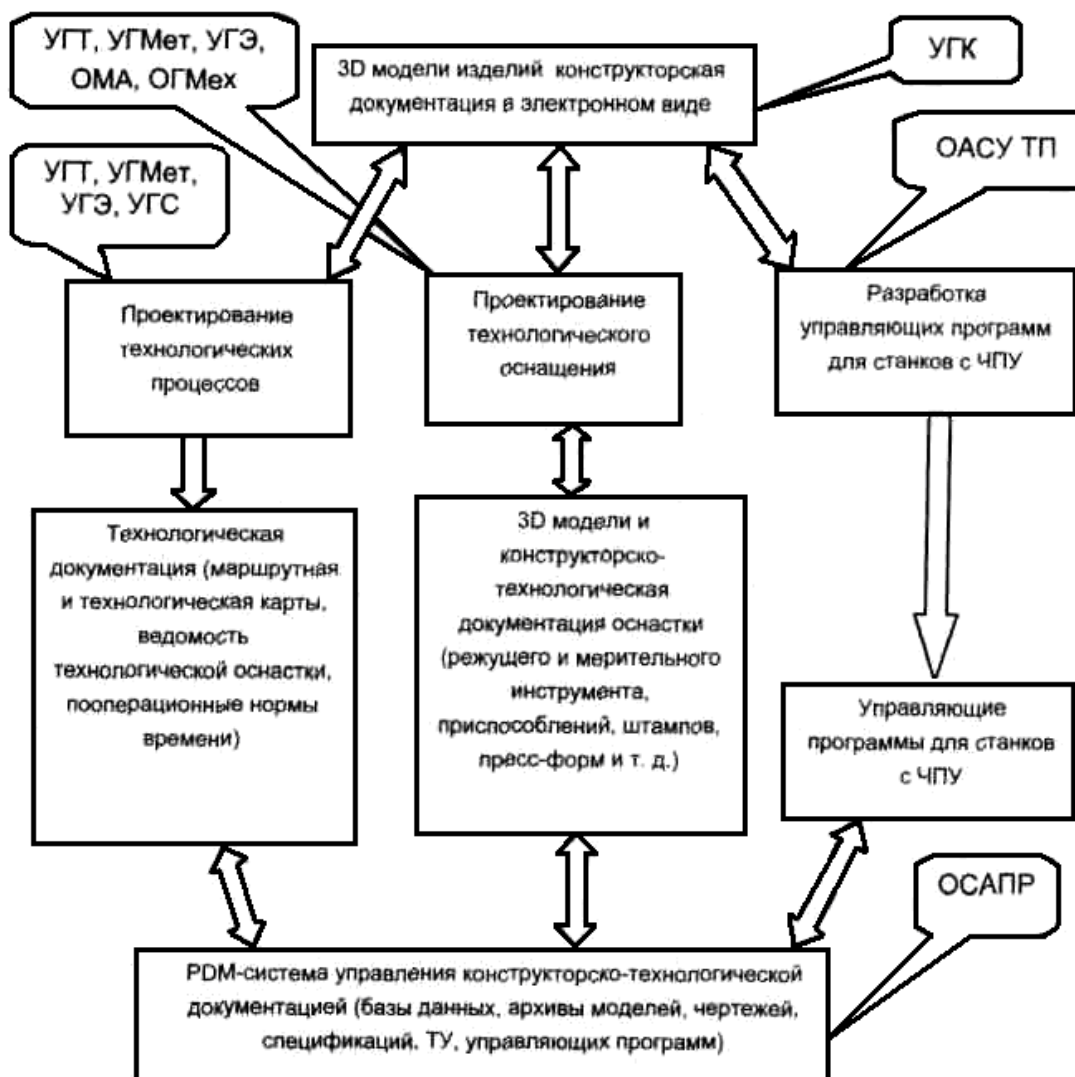


Рис. 11.3. Структура CALS-технологии предприятия:
 □ – содержимое составных частей; □ – подразделения, ответственные за их наполнение (УГК, УГТ, УГМет, УГЭ, УГС – управления главного конструктора, главного технолога, главного металлурга, главного энергетика, главного сварщика; ОСАПР, ОМА, ОГМех, ОАСУ ТП – отделы систем автоматизированного проектирования, механизации и автоматизации, главного механика, автоматизированной системы управления технологическими процессами)

Иногда процесс создания ТО весьма коротко представляют как процесс взаимодействия этих трех систем (рис. 11.4): в среде САД-системы разрабатывается проект ТО (этап разработки, проектирования, конструирования), информация о котором в виде пространственной трехмерной твердотельной модели (3D модели (рис. 11.5)) далее передается в САЕ-модуль.

В среде последнего выполняются все необходимые для оценки качества ТО расчеты (например, расчеты прочности по методу конечных элементов (МКЭ)). В случае, если определенные расчетом характеристики ТО будут признаны разработчиками неудовлетворительными, модель будет возвращена в среду САД-системы для внесения соответствующих исправлений.

Таким образом, модель, направляемая далее в САМ-модуль, является оптимизированной. Выходной информацией САМ-модулей могут быть программы для оборудования с числовым программным управлением, промышленных роботов (ПР), обрабатывающих центров (ОЦ) (рис. 11.6).

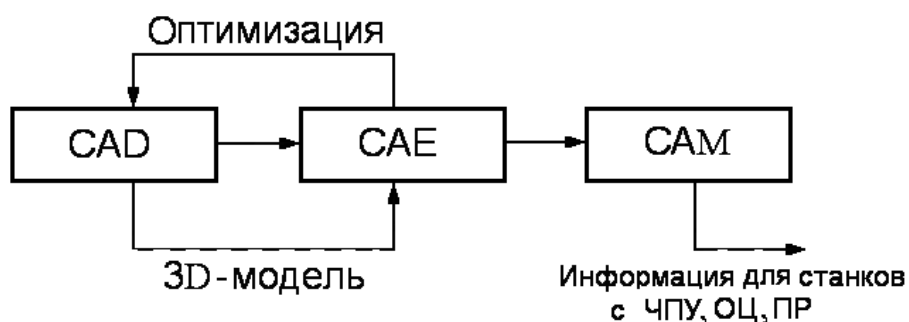


Рис. 11.4. Упрощенная схема процесса создания изделия

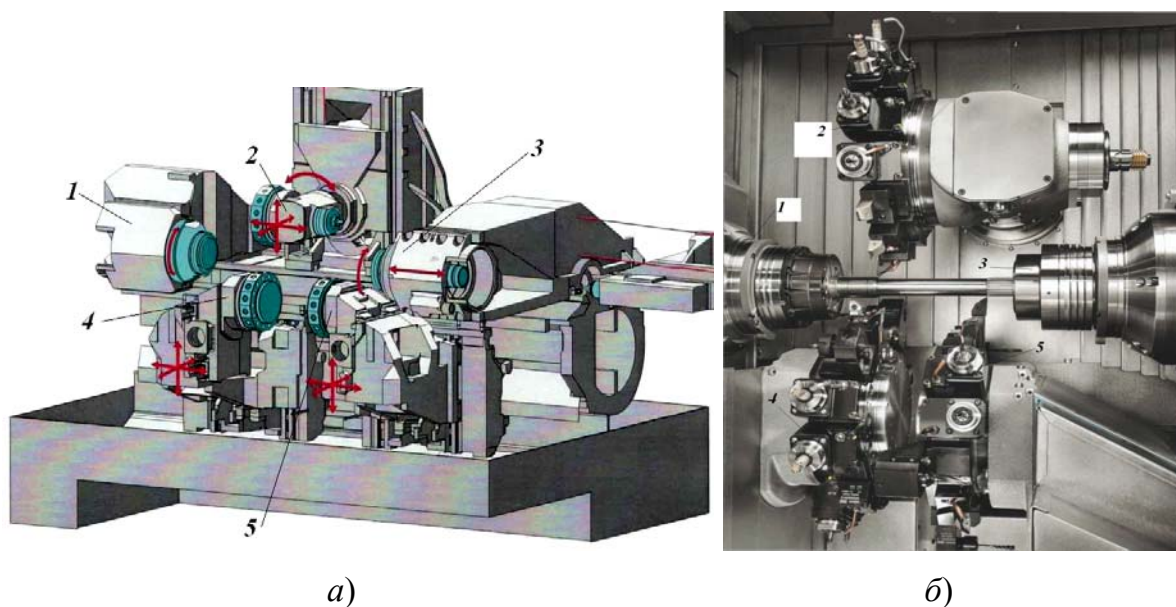


Рис. 11.5. Токарный многоцелевой станок:
 а – 3D модель; б – зона обработки

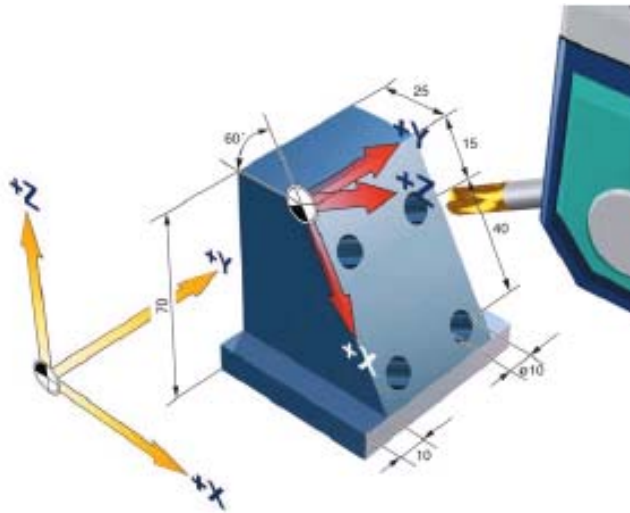


Рис. 11.6. 3D модель обработки

Иногда совокупность этих трех систем называют общим термином СИМ-производство (Computer Integrated Manufacturing – компьютерное интегрированное машиностроение, производство).

В соответствии с ГОСТ 2.103–68 устанавливаются следующие стадии разработки изделия (рис. 11.7): техническое предложение; эскизный проект; технический проект; рабочая конструкторская документация (различают документацию на опытный образец или опытную партию и документацию на изделие массового производства).

Среди стадий процесса разработки изделия по ГОСТ 2.103–68 не значится отделенная штриховой линией на рис. 11.7 стадия составления технического задания. Это задание формируется заказчиком на основании собственных поисковых научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ (НИР и ОКР, НИОКР), хотя, как правило, разработчики активно участвуют в формировании технического задания.

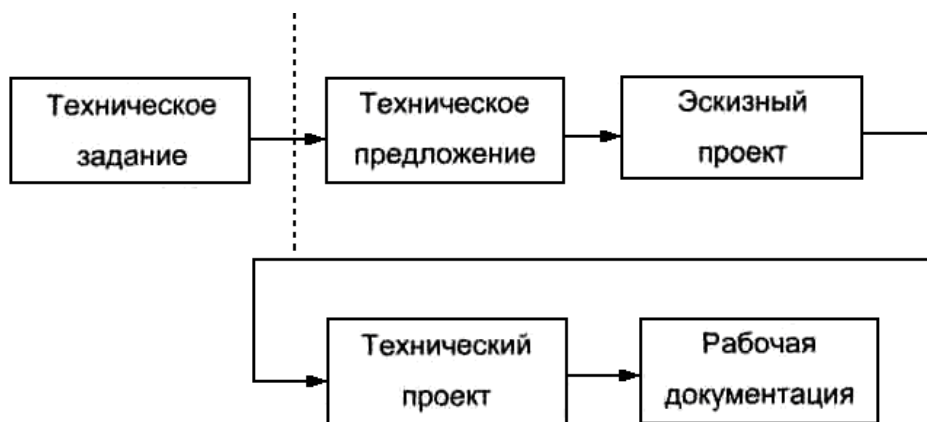


Рис. 11.7. Структура процесса разработки изделия

Каждый этап разработки изделия регламентируется (по видам работ, глубине конструкторской проработки изделия, объему выпускаемой конструкторской документации и пр.) соответствующими стандартами: ГОСТ 2.118–73 регламентирует работы на стадии технического предложения; ГОСТ 2.119–73 – на стадии эскизного проекта; ГОСТ 2.120–73 – на стадии выпуска рабочей документации.

На каждом этапе разработки конструктор должен принимать те или иные решения. Начальные стадии процесса проектирования часто протекают в условиях неопределенности, когда многие принимаемые решения неочевидны, а потому неоптимальны; в особенности это касается проектирования ТО, аналогов которому до момента его разработки не было. Вместе с тем именно от решений, принятых на начальных стадиях проектирования, зачастую зависит качество формируемого ТО. Понятно, что на каждой стадии разработки изделия может быть допущена ошибка, которая будет обнаружена только впоследствии. Известно, что существует обратно пропорциональная зависимость между затратами на принятие конструктором решений и их важностью, а также стоимостью ошибочных решений (рис. 11.8).

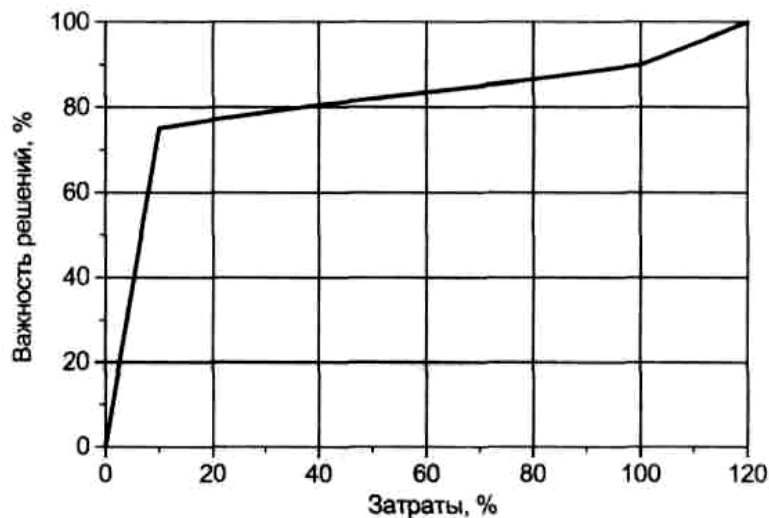


Рис. 11.8. Значимость решений, принимаемых на разных этапах создания машиностроительной конструкции

Оказывается, что приблизительно 10 % первоначально принятых решений более чем на 70 % определяют совершенство будущего изделия.

Как правило, эти решения соответствуют концептуальным проработкам изделия. Последующие 15–20 % затрат приходятся на создание опытных образцов. При 100%-х затратах (на НИОКР) принимается

решение о начале серийного производства изделия, а последующие 10–20 % затрат относятся уже к стадии конструкторского сопровождения серийно выпускаемого ТУ.

Известно также, что если на начальной (концептуальные проработки ТУ, НИР) стадии разработки допущена ошибка, то ее своевременное устранение на этой же стадии обойдется в 1 единицу дополнительных затрат. Устранение этой же ошибки, но на стадии ОКР, удорожается приблизительно в 10 раз, на стадии опытного производства – в 100 раз, на стадии серийного производства – в 1000 раз (при этом зачастую на стадии серийного производства вообще невозможны какие-либо исправления).

11.2. Программное обеспечение CALS-технологий

В соответствии с содержанием работ на каждом этапе целесообразно применять различные программные средства.

Принято подразделять их на легкие и тяжелые – в зависимости от их возможностей и того, с какими геометрическими образами эти системы работают. Легкие системы базируются на плоском двухкоординатном представлении; в основе тяжелых лежит трехмерная пространственная твердотельная, поверхностная или гибридная модель. Соответственно легкие и тяжелые САД- и САМ-системы по-разному взаимодействуют между собой: в тяжелых системах это взаимодействие осуществляется на трехмерном уровне, в легких – на уровне двумерных графических примитивов. Как правило, при этом легкие системы в отличие от тяжелых, обладают менее широкими возможностями, являются более легкими в освоении и управлении.

Эффективность применения каждого типа систем различна на разных этапах проектирования (рис. 11.9), поскольку на каждом таком этапе решаются различные задачи: на этапе технического предложения (ТП) разрабатывается концепция последнего, а потому выполняются относительно простые построения; на этапе эскизного проекта (ЭП) выполняются более подробные графические работы, включая трехмерные модели; наиболее сложные построения (включая анимацию механизмов для исследования их динамики и пр.) следуют на стадии технического проекта (ТехП). Как правило, для разработки рабочей документации (РД) вполне достаточны возможности легких систем (рабочие чертежи деталей являются двумерными).

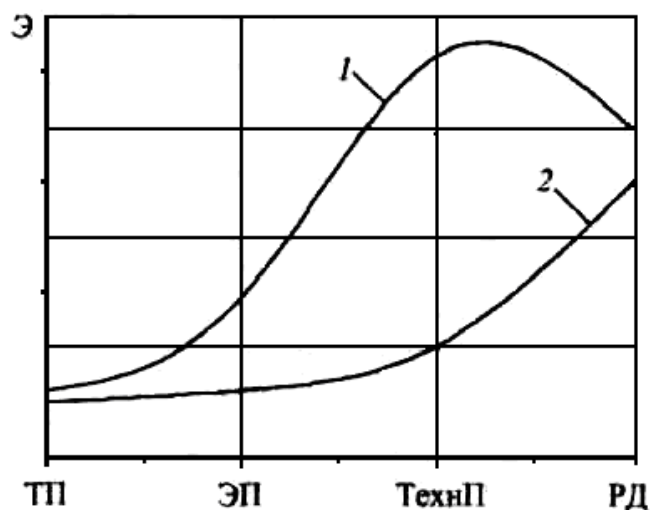


Рис. 11.9. Эффективность применения тяжелых 1 и легких 2 САД-систем на различных этапах разработки изделия

Помимо легких и тяжелых систем, стали различать так называемые средние системы. К их числу относят, в частности, Solid Works, Autodesk Inventor и т. п. Обладая легкостью в управлении, простотой освоения и рядом других преимуществ, эти системы позволяют работать с достаточно сложными сборками – свыше 13 тыс. составных частей. Этого вполне достаточно, чтобы смоделировать сложное устройство современного машиностроения.

САМ-системы подразделяются на легкие и тяжелые в зависимости от обеспечиваемой ими сложности обработки деталей. Последняя определяется, в частности, числом координат обработки, которое может быть равно 2; 2,5; 3; 4 и 5. Известно, что для основной массы деталей, входящих даже в очень сложное изделие, с точки зрения получения конечного результата требуется 2- или 2,5-координатная обработка. Это составляет приблизительно 80 % всего объема машиностроительного производства. Примерно 12 % всех деталей приходится на долю трехкоординатной обработки, 6 % – четырехкоординатной и около 2 % – пятикоординатной (например, лопатки компрессоров и турбин газотурбинных двигателей). Таким образом, потребности примерно 80–85 % всего машиностроительного производства могут быть удовлетворены легкими САМ-системами (рис. 11.10).

Достаточно сложно дать общее описание различных программных продуктов, используемых на тех или иных стадиях разработки и изготовления изделия. Поэтому перечислим лишь некоторые такие программные средства.

В настоящее время на рынке предлагаются CAD/CAM-системы плоского черчения типа AutoCAD LT; системы твердотельного моделирования среднего уровня типа КОМПАС, Solid Edge, Solid Works, Autodesk Mechanical Desktop и, наконец, «тяжелые» САПР-системы высшего уровня: UNIGRAPHICS, CATIA, Pro/ENGINEER.

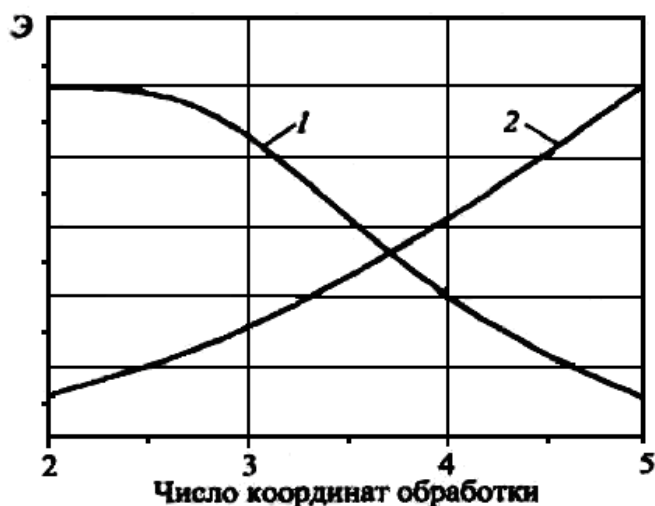


Рис. 11.10. Эффективность \mathcal{E} применения легких 1 и тяжелых 2 САМ-систем

Средства инженерного анализа (CAE) включены только в системы высшего уровня, и функциональность их достаточно ограничена. Обычно это интегрированные в базовую систему модули третьих фирм. Так, в UNIGRAPHICS имеются встроенные модули для анализа кинематических схем и определения динамических нагрузок, модуль анализа заливки пластмасс, модуль прочностных расчетов методом конечных элементов. Функциональная ограниченность этих модулей логически обоснована их назначением — дать возможность конструктору самому провести анализ своей детали, не обращаясь к узким специалистам в каждой области инженерного анализа. Однако для полноценного анализа конструкции необходимо воспользоваться специализированными системами типа ANSYS, MARS, NASTRAN, PROCAST, ABAQUS и др. Расчеты гидрогазодинамики выполняются при помощи специализированных систем 3D Flow, Gas Dynamics Tools, Star CD, CFX-TASCflow и пр.

Литература

1. Weck, M. Werkzeugmaschinen. Konstruktion und Berechnung / M. Weck. – Dusseldorf : VDI-Verlag GmbH, 1979. – 319 p.
2. Аверьянов, О. И. Модульный принцип построения станков с ЧПУ / О. И. Аверьянов. – М. : Машиностроение, 1987. – 232 с.
3. Адаптивное управление технологическими процессами / Ю. М. Соломенцев [и др.]. – М. : Машиностроение, 1980. – 536 с.
4. Бушуев, В. В. Основы конструирования станков : учеб. пособие / В. В. Бушуев. – М. : Станкин, 1992. – 520 с.
5. Вальков, В. М. Контроль в ГАП / В. М. Вальков. – Л. : Машиностроение, 1986. – 262 с.
6. Врагов, Ю. Д. Анализ компоновок металлорежущих станков: Основы компоновки / Ю. Д. Врагов. – М. : Машиностроение, 1978. – 208 с.
7. Гибкие производственные комплексы / В. А. Лещенко [и др.] ; под ред. П. Н. Белянина и В. А. Лещенко. – М. : Машиностроение, 1984. – 384 с.
8. Гибкое автоматическое производство / под ред. С. А. Майорова, Г. В. Орловского, С. Н. Халкионова. – Л. : Машиностроение, 1985. – 454 с.
9. Детали и механизмы металлорежущих станков : в 2 т. / под ред. Д. Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1972. – Т. I. – 664 с. ; Т. II. – 520 с.
10. Довбня, Н. М. Роботизированные технологические комплексы / Н. М. Довбня, А. М. Кондратьев, Е. И. Юрьевич. – Л. : Машиностроение, 1990. – 303 с.
11. Кордыш, Л. М. Гибкие производственные модули / Л. М. Кордыш, В. Л. Косовский. – М. : Высш. шк., 1989. – 111 с.
12. Коровин, Б. Г. Системы программного управления промышленными установками и робототехническими комплексами : учеб. пособие / Б. Г. Коровин, Г. И. Прокофьев, Л. Н. Рассудов. – Л. : Энергоатомиздат, 1990. – 352 с.
13. Кочергин, А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование : учеб. пособие / А. И. Кочергин. – М. : Высш. шк., 1991. – 382 с.
14. Кудинов, В. А. Динамика станка / В. А. Кудинов. – М. : Машиностроение, 1967. – 360 с.
15. Кузнецов, В. Г. Приводы станков с программным управлением / В. Г. Кузнецов. – М. : Машиностроение, 1983. – 248 с.

16. Лебедев, А. М. Следящие электроприводы станков с ЧПУ / А. М. Лебедев, Р. Т. Орлова, А. В. Пальцев. – М. : Энергоатомиздат, 1988. – 233 с.
17. Левина, З. М. Контактная жесткость машин / З. М. Левина, Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1971. – 264 с.
18. Лещенко, В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением / В. А. Лещенко. – М. : Машиностроение, 1975. – 288 с.
19. Марголит, Р. Б. Наладка станков с программным управлением / Р. Б. Марголит. – М. : Машиностроение, 1983. – 253 с.
20. Машиностроение : энцикл. : в 40 т. / редкол.: К. В. Фролов (гл. ред.) [и др.]. – М. : Машиностроение, 1994–2015. – Раздел IV. Расчет и конструирование машин / Б. И. Черпаков [и др.] ; под ред. Б. И. Черпакова. – 2002. – Т. IV-7: Металлорежущие станки и деревообрабатывающее оборудование. – 864 с.
21. Металлорежущие станки / под ред. В. Э. Пуша. – М. : Машиностроение, 1985. – 576 с.
22. Металлорежущие станки и автоматы / А. С. Проников [и др.] ; под ред. А. С. Проникова. – М. : Машиностроение, 1981. – 479 с.
23. Михайлов, О. П. Автоматизированный электропривод станков и промышленных роботов : учебник / О. П. Михайлов. – М. : Машиностроение, 1990. – 304 с.
24. Михайлов, М. И. Методика кинематического расчета смешанной структуры механического привода станка / М. И. Михайлов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2000. – № 2. – С. 34–41.
25. Михайлов, М. И. Методика кинематического расчета привода станка с множительной структурой / М. И. Михайлов // Теория и практика машиностроения. – 2005. – № 2. – С. 40–42.
26. Михайлов, М. И. Оборудование инструментального производства / М. И. Михайлов, В. П. Кириленко. – Гомель : ГГТУ им П. О. Сухого, 2016. – 270 с.
27. Михайлов, М. И. Оборудование машиностроительного производства: Лабораторный практикум / М. И. Михайлов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2017. – 198 с.
28. Михайлов, М. И. Анализ статической точности и прочности координатного стола многоцелевого станка с вертикальным шпинделем / М. И. Михайлов, А. Н. Ромочков // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2011. – № 3. – С. 37–41.

29. Михайлов, М. И. Оптимизация емкости накопителей инструментов станков с ЧПУ для ГПС / М. И. Михайлов // Вестн. Чернигов. гос. технол. ун-та. – 2015. – № 2. – С. 92–99.
30. Модзелевский, А. А. Многооперационные станки / А. А. Модзелевский, А. В. Соловьев, В. А. Лонг. – М. : Машиностроение, 1981. – 215 с.
31. Программное управление станками и промышленными роботами / В. Л. Косовский [и др.]. – М. : Высш. шк., 1988. – 287 с.
32. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем : справ.-учеб. : в 3 т. Т. 1: Проектирование станков / А. С. Проников [и др.] ; под общ. ред. А. С. Проникова. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана ; Машиностроение, 1994. – 444 с.
33. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем : справ.-учеб. : в 3 т. Т. 2: Расчет и конструирование узлов и элементов станков / А. С. Проников [и др.] ; под общ. ред. А. С. Проникова. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана ; Машиностроение, 1995. – Ч. I. – 371 с. ; Ч. II. – 320 с.
34. Пуш, В. Э. Конструирование металлорежущих станков / В. Э. Пуш. – М. : Машиностроение, 1977. – 390 с.
35. Ратмиров, В. А. Управление станками гибких производственных систем / В. А. Ратмиров. – М. : Машиностроение, 1987. – 272 с.
36. Решетов, Д. Н. Точность металлорежущих станков / Д. Н. Решетов, В. Т. Портман. – М. : Машиностроение, 1986. – 336 с.
37. Санкин, Ю. Н. Динамика несущих систем металлорежущих станков / Ю. Н. Санкин. – М. : Машиностроение, 1986. – 96 с.
38. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы / В. К. Свешников, А. А. Усов. – М. : Машиностроение, 1982. – 464 с.
39. Сосонкин, В. Л. Программное управление технологическим оборудованием : учебник // В. Л. Сосонкин. – М. : Машиностроение, 1991. – 512 с.
40. Станки с числовым программным управлением / В. А. Лещенко [и др.] ; под ред. В. А. Лещенко. – М. : Машиностроение, 1988. – 568 с.
41. Тимофеев, А. В. Адаптивные робототехнические комплексы / А. В. Тимофеев. – Л. : Машиностроение, 1988. – 332 с.
42. Глибеков, А. Х. Моделирование и оптимизация механических систем приводов технологических машин : учеб. пособие / А. Х. Глибеков, С. И. Досько. – М. : Станкин, 2004. – 268 с.
43. Федотенок, А. А. Кинематическая структура металлорежущих станков / А. А. Федотенок. – М. : Машиностроение, 1970. – 403 с.

Учебное издание

Михайлов Михаил Иванович

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СТАНКОВ

Учебное пособие

Ответственный за выпуск *Н. Г. Мансурова*

Редакторы: *Н. В. Гладкова*
Т. Н. Мисюрова
Компьютерная верстка *Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 16.12.20.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».
Ризография. Усл. печ. л. 24,41. Уч.-изд. л. 25,87.
Тираж 50 экз. Заказ № 531/9.

Издатель и полиграфическое исполнение
Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого.
Свидетельство о гос. регистрации в качестве издателя
печатных изданий за № 1/273 от 04.04.2014 г.
пр. Октября, 48, 246746, г. Гомель