

А.И. КОЧЕРГИН

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ И СТАНОЧНЫХ КОМПЛЕКСОВ

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

*Допущено
Министерством народного образования БССР
в качестве учебного пособия
для студентов машиностроительных
специальностей высших учебных заведений*

Минск
"Вышэйшая школа"
1991

ББК 34.63-5я73

К75

УДК 378.147.85:621.9.06.001.63 (075.8)

Р е ц е н з е н т ы: кафедра "Металлорежущие станки и оборудование гибких производственных систем" Киевского политехнического института; профессор кафедры "Металлорежущие станки и инструменты" Брянского института транспортного машиностроения, доктор технических наук П. Г. Алексеев

Кочергин А.И.

К75 Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов. — Мн.: Выш. шк., 1991. — 382 с.: ил.

ISBN 5-339-00524-0.

Приводятся методы конструирования и расчета приводов главного движения и подачи, шпиндельных узлов, направляющих, механизмов автоматической смены инструментов и заготовок. Рассматриваются проектирование передач, механизмов с электромагнитными муфтами, смазочных систем станков, особенности проектирования станков с числовым программным управлением, гибких производственных модулей, агрегатных станков. Даются рекомендации по содержанию и оформлению курсовых проектов, справочные материалы.

Предназначается для студентов машиностроительных специальностей, выполняющих курсовые проекты по металлорежущим станкам.

К 2705020000 -029 21-91
М304 (03) -91

ББК 34.63-5я73

ISBN 5-339-00524-0

© А.И. Кочергин, 1991

ПРЕДИСЛОВИЕ

Курсовое проектирование — важная составная часть учебного процесса. В ходе курсового проектирования студенты приобретают опыт самостоятельного решения практических задач, изучают современные конструкции технических устройств и тенденции их развития, приобретают навыки использования средств вычислительной техники при решении задач. Работа над курсовым проектом является тем процессом, который дает возможность студентам проявить свои творческие способности, интуицию и фантазию, поскольку принятие решений в проектах мало связано с применяемостью материалов и комплектующих изделий.

В настоящем пособии обобщен опыт курсового проектирования по металлорежущим станкам Белорусского политехнического института и других технических вузов страны. Изложенный материал может быть использован при выполнении индивидуальных и комплексных, чисто учебных и реальных проектов. В пособии даны основы конструирования главных приводов, приводов подачи, тяговых механизмов, направляющих и других механизмов и устройств современных станков и станочных комплексов. Приведены рекомендации по конструированию агрегатных станков, станков с числовым программным управлением, гибких производственных модулей. Помещен обширный справочный материал, с использованием которого студент получает возможность разрабатывать реальные конструкции станочных узлов и механизмов.

Эффективными инструментами инженера-конструктора являются средства вычислительной техники и системы автоматизированного проектирования; естественно, их применение при выполнении курсовых проектов обязательно. Используя знания в области вычислительной техники, программирования и математического моделирования, а также изложенные в данном пособии алгоритмы расчета и проектирования узлов станков и станочных комплексов, студент разрабатывает одну-две программы расчета на ЭВМ и производит соответствующие расчеты в диалоговом или пакетном режимах. Можно воспользоваться также программами, разработанными на кафедре или в конструкторском бюро станкостроения и имеющимися в фонде программ вычислительного центра.

А.И. Кочергин

1. ОРГАНИЗАЦИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

1.1. ТЕМАТИКА И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВЫХ ПРОЕКТОВ

Назначение курсового проекта по металлорежущим станкам и станочным комплексам в том, чтобы научить студентов правильно использовать теоретические знания в практической конструкторской работе. В курсовом проекте студент решает вопросы выбора и оптимизации технических характеристик современного станка, рассчитывает и проектирует один-два его узла, исследует новые технические решения, производит технико-экономическое обоснование выбранных вариантов.

Расчеты производятся как вручную, так и с помощью ЭВМ с использованием пакетного и диалогового режимов. Часть чертежей, кинематических и гидравлических схем выполняется традиционным способом — вручную, другая — на чертежно-графических автоматах. При этом студент может пользоваться имеющимся в вычислительном центре фондом программ. Некоторые программы он должен разработать и отладить самостоятельно.

Тематика курсовых проектов разрабатывается кафедрой. Предусматриваются курсовые проекты следующих типов: индивидуальные, комплексные, продолжающиеся. Комплексный проект представляет собой проект металлорежущего станка, гибкого производственного модуля, автоматической линии или другого станочного комплекса и может выполняться по заданию конструкторского бюро или промышленного предприятия. Такой проект разрабатывается группой студентов, каждый из которых решает ряд частных задач. Продолжающиеся проекты вытекают из индивидуальных заданий, выполненных в предыдущих семестрах при изучении курса металлорежущих станков или других дисциплин. Студенты, активно участвующие в научно-исследовательской работе кафедры, часто выполняют курсовые проекты с развитой исследовательской частью.

При прохождении производственной практики студенты получают задания изучить объект курсового проектирования или его аналог и собрать необходимые материалы, сделать эскизы и записи. Студенты получают возможность выполнять курсовые проекты по темам, связанным с их производственной деятельностью.

Тематика курсовых проектов по металлорежущим станкам и станочным комплексам весьма разнообразна. Тип проектируемого станка и исходные данные указываются в задании на курсовое проектирование. Ниже приведены некоторые темы и содержание проектов.

1. Проекты на тему "Разработка привода главного движения станка со ступенчатым изменением частоты вращения шпинделя".

Содержание пояснительной записки. Назначение проектируемого станка. Операции, выполняемые на нем. Основные направления развития станков данного типа. Анализ конструкций главных приводов станков, аналогичных проектируемому. Обоснование конструкции и компоновки проектируемого узла. Основные стандартные размеры и показатели качества станка и проектируемого узла.

Кинематический расчет узла. Определение диапазона регулирования, зна-

менателя ряда частот вращения шпинделя, построение структурной сетки и графика частот вращения, определение передаточных отношений передач и чисел зубьев колес. Кинематическая схема узла. Кинематическая схема станка. Предварительный расчет узла. Определение нагрузок. Выбор двигателя. Определение крутящих моментов на валах. Обоснование применения комплектующих элементов, материалов для основных деталей и способов термической обработки. Подбор электромагнитных муфт. Проектировочные расчеты зубчатых колес, валов и других элементов узла.

Обоснование примененных способов смазывания. Выбор вида смазочного материала. Определение подачи материала, описание способов его очистки, замены. Схема системы смазывания.

Проверочные расчеты зубчатых передач, валов, шпиндельного и других узлов с учетом конкретных размеров элементов и их расположения в пространстве.

Приложения (спецификации, распечатки расчетов). Список использованной литературы.

С о д е р ж а н и е ч е р т е ж е й. Общий вид узла. Развертка узла. Поперечные разрезы. Шпиндельный узел. Другие разрезы, виды и сечения, выявляющие конструкцию узла. Разработка системы смазывания.

2. Проекты на тему "Разработка привода главного движения станка с бесступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя".

С о д е р ж а н и е п о я с н и т е л ь н о й з а п и с к и. Кроме изложенного в пункте 1, обоснование применяемого способа бесступенчатого регулирования частоты вращения шпинделя. Построение диаграммы мощности и крутящего момента на шпинделе.

С о д е р ж а н и е ч е р т е ж е й. Общий вид узла. Развертка узла. Поперечные разрезы. Шпиндельный узел (возможна разработка нескольких вариантов). Другие разрезы, виды и сечения, выявляющие конструкцию узла. Разработка системы смазывания.

3. Проекты на тему "Разработка конструкции шпиндельной бабки со шпинделем на подшипниках качения".

С о д е р ж а н и е п о я с н и т е л ь н о й з а п и с к и. Назначение проектируемого станка. Основные направления развития станков данного типа. Анализ конструкций их шпиндельных бабок. Стандартные размеры бабки и шпинделя. Обоснование требуемых показателей точности и жесткости узла.

Кинематический расчет. Расчет передач, валов и других элементов (см. пункт 1).

Обоснование применения подшипников качения конкретного типа и способа их установки (возможна разработка нескольких вариантов). Способы создания и регулирования предварительного натяга подшипников. Выбор материала для шпинделя и технологии его термической обработки. Выбор приводного элемента шпинделя.

Обоснование метода и системы смазывания шпиндельных опор; тип масла, его вязкость, способ подачи в опоры, периодичность пополнения. Уплотнения шпиндельных опор.

Расчет шпиндельного узла на точность и жесткость.

Обзор механизмов автоматического закрепления инструментов. Описание конструкции спроектированного механизма. Расчет механизма.

Приложения. Список использованной литературы.

С о д е р ж а н и е ч е р т е ж е й. Общий вид шпиндельной бабки. Разрезы, виды и сечения, выявляющие конструкцию узла. Разработка системы смазывания.

4. *Проекты на тему "Разработка конструкции шпиндельной бабки со шпинделем на гидростатических подшипниках".*

С о д е р ж а н и е п о я с н и т е л ь н о й з а п и с к и. Кроме изложенного в пункте 3, обоснование конструкции применяемых гидростатических подшипников. Описание их конструкции. Выбор вязкости подаваемого в опоры масла. Определение конструктивных параметров и размеров подшипников, их нагрузочной способности, а также подачи масла. Схема системы питания опор маслом.

С о д е р ж а н и е ч е р т е ж е й. Общий вид узла. Разрезы, виды и сечения, выявляющие конструкцию узла.

5. *Проекты на тему "Разработка конструкции шпиндельной бабки со шпинделем на гидродинамических подшипниках".*

С о д е р ж а н и е п о я с н и т е л ь н о й з а п и с к и. Кроме изложенного в пункте 3, обоснование конструкции применяемых гидродинамических подшипников. Определение их конструктивных параметров. Выполнение расчетов нагрузочной способности и жесткости опор, потерь на трение в опорах и температуры несущего масляного слоя. Схема питания опор маслом.

С о д е р ж а н и е ч е р т е ж е й. Общий вид узла. Разрезы, виды и сечения, выявляющие конструкцию узла, способ подвода масла к опорам, устройства для их регулирования.

6. *Проекты на тему "Разработка электромеханического привода подачи станка с ЧПУ".*

С о д е р ж а н и е п о я с н и т е л ь н о й з а п и с к и. Назначение проектируемого станка. Выполняемые технологические операции. Основные направления развития станков данного типа. Анализ конструкций приводов подачи станков, аналогичных проектируемому (с использованием патентных материалов). Выбор и обоснование структуры проектируемого узла. Кинематическая схема станка.

Определение нагрузки на привод в разные моменты цикла работы станка. Выбор электродвигателя. Кинематический расчет привода.

Выбор передачи винт—гайка качения. Описание используемого способа регулирования натяга в шарико-винтовом механизме, способов возврата шариков, смазывания механизма и защиты его от загрязнений. Обоснование способа установки винта на опорах и конструкций опор. Выбор соединительной муфты. Расчет передачи винт—гайка качения. Расчет силы предварительного натяга. Расчеты на жесткость, на устойчивость по критической осевой силе и критической частоте вращения.

Расчеты редуктора (см. пункт 1).

Определение осевой жесткости привода. Исследование динамических характеристик привода.

С о д е р ж а н и е ч е р т е ж е й. Общий вид привода. Продольный и поперечный разрезы узла с подробной разработкой редуктора, опор и устройства защиты винта от загрязнений (возможна многовариантная разработка).

7. Проекты на тему "Разработка конструкции стола (суппорта, салазок) станка с направляющими скольжения".

С о д е р ж а н и е п о я с н и т е л ь н о й з а п и с к и. Назначение проектируемого станка. Выполняемые технологические операции. Анализ конструкций столов, имеющих в станках, аналогичных проектируемому. Выбор и обоснование структуры проектируемого узла. Стандартные размеры и показатели качества узла.

Кинематический расчет привода стола. Кинематическая схема станка. Определение нагрузок на проектируемый узел в разные моменты цикла работы станка. Расчет тяговой силы. Выбор электродвигателя. Определение крутящих моментов на ходовом винте и валах.

Обоснование конструкции и расчет передачи винт-гайка (см. пункт 6) и редуктора (см. пункт 1).

Обоснование типа и формы направляющих, устройств для регулирования зазоров и для защиты от загрязнений. Выбор материала для направляющей плиты, стола и направляющих. Описание системы смазывания. Расчет направляющих.

Приложения. Список использованной литературы.

С о д е р ж а н и е ч е р т е ж е й. Общий вид стола. Продольный и поперечный разрезы стола с подробной разработкой устройств для регулирования зазоров, смазывания и защиты от загрязнений. Редуктор.

1.2. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Объем проекта. Курсовой проект состоит из четырех листов чертежей и пояснительной записки на 40–50 страницах. Он включает технические документы, относящиеся к разным стадиям разработки технической документации. Работу над проектом можно условно разделить на несколько этапов.

Подготовительный этап. Студент должен уяснить поставленную задачу и найти пути ее решения. С этой целью он выбирает один или несколько прототипов проектируемого узла, собирает, анализирует и обобщает информацию о них, включающую сведения о назначении проектируемого станка, о выполняемых операциях, применяемых инструментах. Сюда же относятся сведения об основных направлениях развития станков данного типа, а также описания конструкций и методики расчета проектируемого узла. Эту информацию студент должен почерпнуть из учебников, учебных пособий, справочников, научных статей и обзоров. Он должен ознакомиться с патентной информацией, относящейся к проектируемому узлу в целом или к отдельным его элементам, и в курсовом проекте использовать наиболее прогрессивные конструкции и идеи.

Патентные исследования в курсовом проекте выполняются на основе анализа авторских свидетельств СССР и патентов США, ФРГ, Англии, Франции. Приводятся описания объектов изобретения с рисунками и схемами. Студент устанавливает основные тенденции развития станка, проектируемого узла или его отдельных элементов, средства их осуществления и указывает подтверждающие это источники. Из государственных стандартов необходимо определить основные размеры проектируемого станка, параметры его точности и жесткости. Таким образом, на первом этапе студент должен выполнить

анализ существующих конструкций изделий, аналогичных проектируемому узлу, обосновать его конструкцию, определить технические характеристики, основные стандартные размеры и показатели качества.

Разработка кинематики и структуры проектируемого узла. На этом этапе формируется основной замысел проекта. Выбирают принцип действия узла, кинематические связи в нем, разрабатывают кинематическую схему узла и станка в целом, а также компоновку станка. Подбирают элементы конструкции проектируемого узла.

Предварительный расчет проектируемого узла. Определяют нагрузки, действующие на проектируемый узел в разные моменты цикла работы станка. Выбирают двигатель. Рассчитывают передачи: определяют модули зубчатых колес, диаметры валов, параметры ременных передач и т.д.

Конструирование узла. Окончательно устанавливают структуру узла, размещают его элементы в пространстве, определяют формы деталей.

Проверочный расчет узла. Рассчитывают элементы узла (валы, шпиндель и др.) с учетом их конструктивных форм и расположения в пространстве. Производят расчеты на точность, жесткость, износостойкость. Определяют динамические характеристики узла или его элементов. Выполняют проверочные расчеты зубчатых передач.

Корректировка чертежей узла. С учетом результатов проверочных расчетов перерабатывают конструкцию узла или в пояснительной записке указывают, что и в каком направлении должно быть изменено в разработанной конструкции.

1.3. СОДЕРЖАНИЕ И ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Пояснительная записка должна состоять из следующих разделов: введение; техническое задание на проектирование; расчеты, подтверждающие работоспособность разработанной конструкции изделия; описание конструкции изделия; технико-экономическое обоснование выбранного конструктивного варианта изделия; требования безопасности к изделию.

В начале пояснительной записки помещают титульный лист, задание на курсовое проектирование, аннотацию и содержание, в конце — список литературы и приложение. Пояснительная записка выполняется на стандартных листах писчей бумаги формата 11 (рис. 1.1).

В курсовом проекте определяют основные параметры проектируемого узла и его деталей: модули и геометрические параметры зубчатых колес, диаметры валов, размеры деталей муфт и т.д. Они являются результатом расчетов на прочность, жесткость, точность, виброустойчивость, надежность.

Р а с ч е т о б ъ е к т а (сопряжения, детали, узла, изделия в целом) должен содержать следующие элементы:

1. Эскиз или схему объекта, которые можно вычерчивать в произвольном масштабе.

2. Задачу расчета, в которой указывается, что требуется определить при расчете.

3. Данные для расчета.

4. Допущения (условия), при которых выполняется расчет.

5. Собственно расчет.

6. Заключение.

Эскизы или схемы должны давать четкое представление о рассчитываемом объекте. Сначала изображают его полуконструктивную схему, на которой показывают источники, направления действия и места приложения нагрузок и обозначают буквами основные размеры. При этом необходимо учитывать нагрузки, действующие в разные моменты работы станка: при пуске, торможении, реверсировании, установившемся движении.

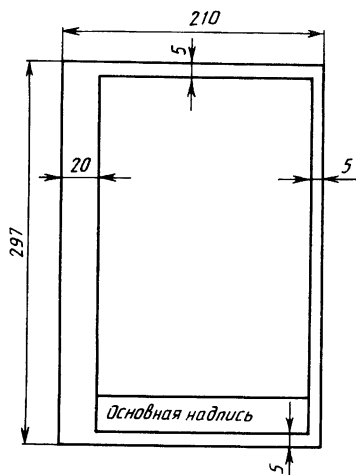


Рис. 1.1. Лист пояснительной записки

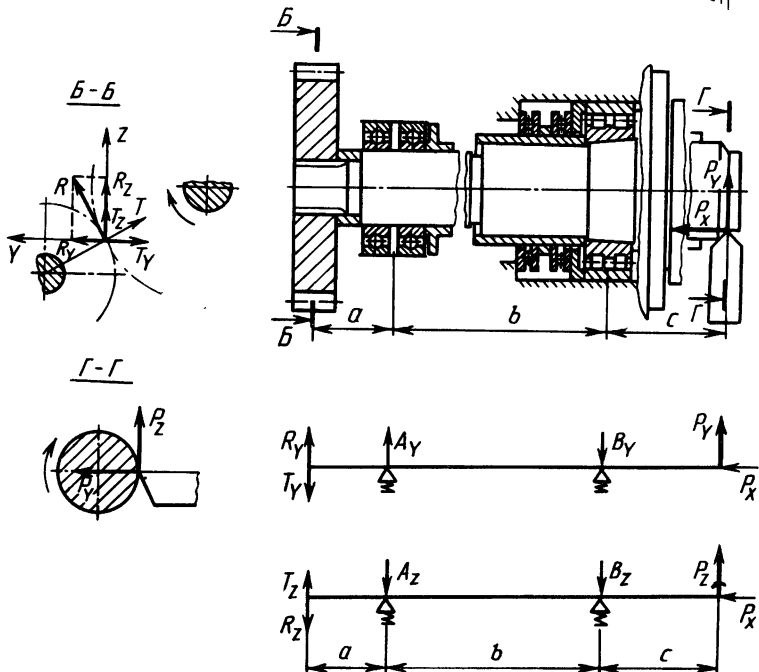


Рис. 1.2. Схемы при расчете шпинделя на жесткость

На основе полуконструктивной формируют расчетную схему объекта, которая может состоять из нескольких частных схем. Примеры полуконструктивной и расчетной схем при расчете шпинделя на жесткость приведены на рис. 1.2.

Результаты расчетов однотипных элементов (размеров зубчатых колес, диаметров валов, шпонок, шлицев и т.д.) целесообразно представлять в виде таблиц. Например, определение размеров зубчатых колес можно оформить следующим образом.

По найденным значениям числа зубьев z и модуля m определяем делительный диаметр колес

$$d = mz,$$

диаметр вершин зубьев

$$d_a = d + 2m,$$

ширину венца

$$b = \psi m$$

и заносим их значения в табл. 1.1.

Т а б л. 1.1. Размеры зубчатых колес, мм

Номер колеса на кинемати- ческой схеме	Число зубьев z	Модуль m , мм	Делительный диаметр d , мм	Диаметр вершин зубьев d_a , мм	Ширина венца b , мм
5	30	2	60	64	16
6	45	2	90	94	16
7	48	3	144	150	25

В качестве символов, входящих в формулы, принимают стандартные обозначения. Значения символов и коэффициентов расшифровывают непосредственно под формулой. Первая строка расшифровки начинается словом "где", после которого двоеточие или тире не ставят. Объяснение значения каждого символа начинается с новой строки. Символы расшифровывают в той последовательности, в которой они используются в формуле.

Ф о р м у л ы, на которые в последующем делаются ссылки, нумеруют арабскими цифрами в круглых скобках на правой стороне листа. Ссылки на номер формулы в тексте приводят в круглых скобках.

Пример. Тяговое усилие определяется по формуле

$$Q = P_X + f \Sigma R_i, \quad (8)$$

где P_X – составляющая силы резания в направлении подачи, Н; f – коэффициент трения в направляющих; R_i – реакции в направляющих, Н.

И л л ю с т р а ц и и выполняют в соответствии с ЕСКД, помещают в тексте пояснительной записки и нумеруют арабскими цифрами. Иллюстрации должны иметь наименования: "Рис. 5. Расчетная схема шпинделя" и по необходимости поясняющие данные.

Составные части изделия на иллюстрации обозначают арабскими цифрами в виде позиций, элементы деталей (отверстия, канавки и т.д.) — прописными буквами русского алфавита.

В тексте ссылки на иллюстрации делают по типу: "на рис. 5 показано...", "на кинематической схеме (рис. 8) зубчатое колесо ...", "расчетная схема шпинделя (см. рис. 10) ...". Последняя запись представляет ссылку на ранее приведенную иллюстрацию.

Т а б л и ц а (см. ниже) имеет заголовок, помещаемый посередине над ней. Заголовки и подзаголовки граф записывают в единственном числе без знаков препинания в конце. При необходимости графы нумеруют.

Таблица _____
(номер)

Заголовок таблицы

Головка							Заголовок граф
							Подзаголовок граф
Боковик (заголов- ки граф)							Строки (горизонталь- ные ряды)

Графы (колонки)

Единицы физических величин указывают в заголовках граф. Общую для всех данных единицу приводят в названии таблиц. В заголовках и подзаголовках граф можно использовать буквенные обозначения, если заменяемые ими понятия приведены на иллюстрации или объяснены в тексте. При отсутствии некоторых данных в таблице ставят прочерк.

В пределах всей пояснительной записки таблицы нумеруют арабскими цифрами. Ссылки на таблицу, имеющую номер (например, 7), делают следующим образом: "... в табл. 7...". При отсутствии номера слово "таблица" пишут без сокращения.

Т е к с т п о я с н и т е л ь н о й з а п и с к и пишется от руки; размер шрифта — от 2,5 до 5 мм. Расстояние между строчками должно быть 7...10 мм, расстояние от границ текста до рамки вверху и внизу страницы составляет около 10 мм, слева — 5 мм, справа — 3 мм.

Текст пояснительной записки разделяется на части, которые должны иметь порядковые номера, обозначаемые цифрами с точкой. Части при необходимости разделяются на более мелкие, которые также нумеруются. Например:

2. Кинематический расчет коробки скоростей

2.1. Определение диапазона регулирования частоты вращения шпинделя

2.2. Определение знаменателя геометрической прогрессии ряда частот

2.3. Определение числа зубьев колес

Расстояние между заголовками и текстом должно составлять 15 мм.

В начале пояснительной записки помещают содержание, включающее наименование пунктов и номера страниц. В конце записки приводят список ли-

тературы, которая была использована при выполнении. За образец можно взять список литературы в данном пособии.

Не допускаются сокращения слов, кроме общепринятых или установленных стандартами. Например, нельзя писать "коэф." или "коэф-т" вместо слова "коэффициент", "напр." или "напряж." вместо слова "напряжение". Не допускается сокращать наименования единиц физических величин при отсутствии числовых значений. Исключения составляют случаи, когда производится расшифровка буквенных обозначений, входящих в формулы, и когда единицы физических величин приводятся в таблицах. Не допускается использовать без цифр знаки $\geq$, $\leq$, $\neq$, $^\circ$, $\%$.

В пояснительной записке следует применять установленные стандартами буквенные обозначения величин, условные графические обозначения и символы в формулах.

1.4. СОДЕРЖАНИЕ И ОФОРМЛЕНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ

Чертежи, на которых изображены сборочные единицы, называются сборочными чертежами, например чертеж силового стола или сверлильной головки агрегатного станка, редуктора подачи или коробки скоростей станка с ЧПУ и т.д. Сборочные чертежи курсового проекта должны отвечать требованиям, предъявляемым к чертежам технического проекта (с литерой Т).

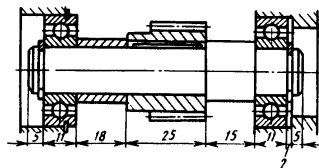
Сборочный чертеж является производственным техническим документом, на основании которого осуществляется полная сборка и необходимое регулирование. На чертеже должно быть такое количество проекций, которое дает полное представление о расположении изделия, его внешнем виде, строении, ходах подвижных элементов. Сборочные чертежи должны содержать:

1. Изображение сборочной единицы, состоящее из проекций, разрезов, видов и сечений, размеров, номеров позиций составных частей, входящих в изделие.
2. Технические требования.
3. Техническую характеристику.
4. Надписи, необходимые для понимания конструктивного устройства изделия.
5. Основную надпись.

Все детали сборочной единицы должны изображаться в рабочем положении. На чертежах изделия или дополнительных видах перемещающиеся его части можно изображать в крайних или промежуточных положениях. На сборочном чертеже можно помещать выполняемые тонкими линиями упрощенные изображения пограничных изделий, называемые "обстановкой". Составные части данного изделия, находящиеся за "обстановкой", изображают как видимые или невидимые в зависимости от необходимости. Здесь же показывают элементы крепления или присоединения изделия, а также приводят наименование или обозначение элементов "обстановки". На сборочном чертеже можно помещать схемы соединения или расположения частей изделия.

На сборочном чертеже допускаются упрощения. Можно не показывать мелкие элементы: фаски, скругления, проточки, выступы; зазор между

Рис. 1.3. Размерная цепь



стержнем и отверстием; надписи на табличках, шкалах и т.д. Допускается не показывать крышки, кожухи, помещая над изображением надпись "крышка поз. ...не показана", если необходимо показать закрытые крышкой части изделия. Стандартные и покупные детали и сборочные единицы (винты, подшипники качения, электродвигатели, электромагнитные муфты и т.п.) можно вычерчивать упрощенно, но это не должно препятствовать пониманию студентом принципа работы изделия.

На сборочном чертеже одну из одинаковых составных частей изделия изображают подробно, остальные упрощенно. Это относится к муфтам, каткам, колесам.

Если некоторые составные части изделия представлены отдельными чертежами, то эти части на разрезе изделия можно показать неразрезанными. Так изображают гидроцилиндры, прихваты, подводимые опоры и т.д.

Сборочные чертежи должны содержать следующие размеры:

1. Размеры деталей и предельные отклонения, определяющие характер сопряжений.

2. Размерные цепи (рис. 1.3), представляющие совокупность размеров, которые должны иметь одновременно две или более деталей. Изменение любого из них у одной детали сопровождается нарушением собираемости изделия. В размерную цепь не должны входить канавки, фаски и размеры, определяемые стандартами и не влияющие на собираемость изделия.

3. Установочные и присоединительные размеры, в том числе координаты расположения и размеры элементов, которые служат для соединения с сопряженными изделиями.

4. Габаритные размеры изделия.

5. Необходимые справочные размеры.

Составные части сборочной единицы, детали, комплекты обозначают номерами, которые они имеют в спецификации сборочной единицы. Номера позиций помещают на полках и выполняют шрифтом на один-два размера большим, чем шрифт для размерных чисел.

На свободном поле чертежа над основной надписью в виде текстовой части помещают указания, состоящие из технических требований и технической характеристики. Текст записывают сверху вниз. В случае недостатка места над основной надписью, его продолжение помещают слева от нее. Каждый пункт записывают с новой строки. Если указания состоят только из технических требований, заголовков "Технические требования" не пишут.

В состав технических требований входят:

1. Требования к способам создания неразъемных соединений.

2. Требования к способам достижения точности соединения, если она обеспечивается подбором, пригонкой и т.д.

Примеры. Зазор в направляющих регулировать установкой клиньев поз. ... и подшлифовкой планок поз. ...

Посадка подшипников поз. ... на шпиндель ... с натягом 0,005...0,010 мм осуществляется путем изменения диаметра шпинделя по фактическим замерам внутренних колец подшипников поз.

3. Требования к способам испытания и контроля изделия и его составных частей.

Примеры. Перед установкой сборочной единицы в изделие обкатать ее на стенде в течение двух часов на каждой частоте вращения.

Температура подшипников шпинделя при обкатке на максимальной частоте вращения на холостом ходу должна быть не выше 50 °С.

Проверку зацепления конических зубчатых колес производить по краске.

4. Требования к параметрам технической характеристики, обеспечиваемым сборкой.

Примеры. Торцовое биение опорного фланца шпинделя – не более 0,008 мм.

Зубчатая передача должна соответствовать 7-й степени точности. Пятно контакта в зацеплении должно занимать по высоте зуба не менее 45 %, по длине зуба не менее 60 % номинальной площади.

5. Требования к способам смазывания изделия.

Пример. Внутреннюю полость пинולי и полость А заполнить смазочным материалом... .

В техническую характеристику могут входить:

- 1) параметры заготовки, обрабатываемой на станке;
- 2) параметры инструментов, устанавливаемых на станке (размеры, число позиций и др.);
- 3) параметры шпинделя станка (обозначение конца шпинделя, диаметр отверстия и т.д.);
- 4) показатели рабочих и установочных перемещений рабочих органов;
- 5) показатели технического совершенства (производительность, коэффициент технического использования и т.д.);
- 6) эргономические показатели.

В курсовом проекте, темой которого является коробка скоростей или коробка подач, выполняется кинематическая (гидрокинематическая) схема всего станка, вписанная в его контур. При этом кинематические схемы узлов, не разрабатываемых студентом, заимствуют из схем базового станка и дорабатывают. В других проектах кинематические схемы не разрабатываются. Кинематические схемы выполняются в соответствии с действующими стандартами.

Чертежи и схемы снабжаются основной надписью (рис. 1.4), которая заполняется следующим образом: в графе 5 помещают надпись "Курсовой проект"; в графе 2 – шифр основной надписи (в курсовом проекте можно оставить незаполненной); в графе 1 – наименование изделия ("Силовой стол", "Корпус", "Вал" и т.д.); 3 – обозначение материала детали (на чертеже детали); 4 – литеру данного документа по ГОСТ 2.103–68; 6 – массу изделия; 7 – масштаб; 8 – порядковый номер листа (если документ состоит из одного листа, графу не заполняют); 9 – общее количество листов (графу заполняют на первом листе); 10 – название кафедры (можно сокращенно, например кафедру "Металлорежущие станки и инструменты" обозначить МСИ) и шифр студента; 11 – характер работы, выполняемой лицом, подписыва-

The diagram shows a technical drawing title block with the following dimensions and layout:

- Overall width:** 185
- Overall height:** 80 (divided into 8, 15, 5, 15, 5, 15)
- Top margins:** 7, 10, 23, 15, 10
- Bottom margins:** 70, 50
- Left margin:** 5

Fields and Numbering:

- Field 1:** Main title area (centered).
- Field 2:** Subtitle or reference area (centered).
- Field 3:** Author's name (centered).
- Field 4:** Reviewer's name (centered).
- Field 5:** Sheet number (centered).
- Field 6:** Mass (centered).
- Field 7:** Scale (centered).
- Field 8:** Sheet number (centered).
- Field 9:** Sheet number (centered).
- Field 10:** Sheet number (centered).

Text in Fields:

- Field 1:** Изм. Лист, № докум., Подп., Дата
- Field 2:** Разраб. (12), Пров. (13), (14)
- Field 3:** Лист (8), Листов (9)
- Field 4:** Лист (8), Листов (9)
- Field 5:** Лист (8), Листов (9)
- Field 6:** Лист (8), Листов (9)
- Field 7:** Лист (8), Листов (9)
- Field 8:** Лист (8), Листов (9)
- Field 9:** Лист (8), Листов (9)
- Field 10:** Лист (8), Листов (9)

Рис. 1.4. Основная надпись

вающим чертеж ("Разраб." — разработал, "Пров." — проверил); 12 — фамилии лиц, подписывающих чертеж; 13 — подписи этих лиц; 14 — дату подписания документа. Остальные графы в основной надписи на чертежах курсового проекта остаются свободными.

2. ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СТАНКОВ

2.1. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ И КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ

Погрешности обработанных на станке деталей связаны с точностью самого станка. Под геометрической точностью станка понимают точность взаимного расположения его узлов при отсутствии нагрузок, т.е. на холостом ходу. Она зависит от погрешностей изготовления базовых деталей и сборки станка. Кинематическая точность характеризует согласованность скоростей нескольких простых движений при обработке деталей сложной формы: зубчатых колес, ходовых винтов и др. Точность позиционирования характеризует ошибку вывода узла в заданную позицию.

При проектировании применяют такие методы обеспечения точности станков, как выбор способа обработки, при котором погрешности изготовленных деталей относительно мало зависят от станка, совершенствование кинематики, повышение точности элементов его кинематических цепей.

Наличие связи между погрешностями обработанных деталей и способом обработки можно показать на примерах. Так, станки, работающие по способу непрерывного формообразования, всегда точнее станков с периодическим делением. Точное совпадение оси отверстия с осью вращения детали обеспечивается, когда в процессе сверления заготовка вращается. Более точными получаются поверхности, образованные инструментами с принудительным перемещением, и резьбы, обработанные метчиком с подачей по копиру; отверстия, обработанные протяжкой с сопровождением ее на всей длине хода.

На точность станка существенное влияние оказывает точность цепей деления, позиционирования, резьбообразования и других точных перемещений. Кинематические цепи должны быть короткими. Внутри цепей сохраняется высокая частота вращения, снижается она с помощью конечной точной пары с большим передаточным отношением. Избегают повышающих передач. Иногда в кинематическую цепь последовательно с основной гитарой включают корректирующую гитару (рис. 2.1, *а*). С целью длительного сохранения точности ответственной цепи наряду с ней для привода узла применяют другую цепь, которая включается при выполнении относительно грубых перемещений. Например, при точении на токарно-винторезном станке включается привод суппорта с передачей зубчатое колесо—рейка, при нарезании резьбы — привод с более ответственной передачей ходовой винт—гайка (рис. 2.1, *б*). В прецизионных зубофрезерных станках для выполнения черновой и чистовой обработки стол получает вращение с помощью двух делительных передач. Точные кинематические цепи разгружают: уменьшением силы трения в направляющих; уравниванием; с помощью силы, создаваемой гидроцилиндром. В точных цепях предусматривают выборку зазоров: в косозубых зубчатых передачах — осевым сдвигом одного из колес (рис. 2.1, *в*), в прямозубых — разворотом одного венца ведущего колеса относительно другого (рис. 2.1, *г*), в червячных — осевым сдвигом червяка с постепенно увеличивающейся толщиной витка, радиальным перемещением червяка (рис. 2.1, *е*), применением в механизме двух червяков, один из которых может смещаться в осевом направлении (рис. 2.1, *д*).

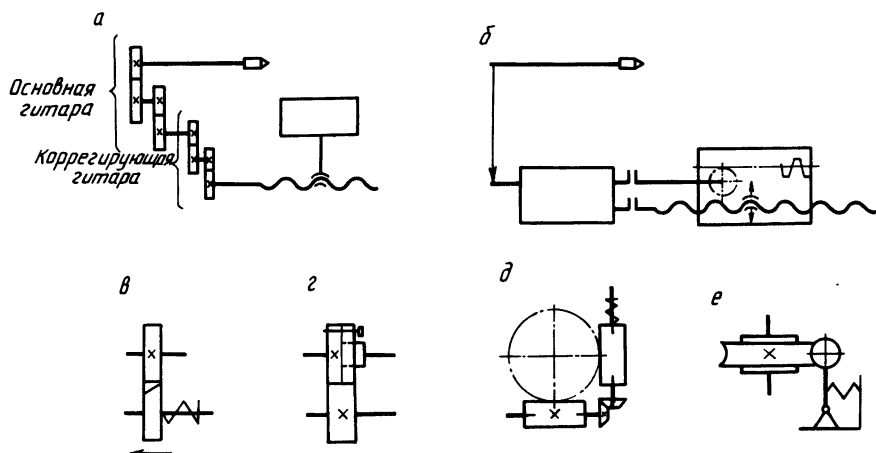


Рис. 2.1. Способы повышения точности кинематических цепей станка

2.2. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ

Жесткость станка — это его свойство сопротивляться появлению смещений под действием постоянных или медленно изменяющихся во времени сил. В общее смещение входят деформации тела деталей (станины, шпинделя, суппорта и др.); контактные деформации, характерные для механизмов, в которых начальное касание деталей происходит в точке или по линии (подшипники качения, кулачковые механизмы); деформации стыков между деталями. С жесткостью станка непосредственно или через технологическую наследственность связана точность обработанных деталей. Кроме того, деформации отдельных деталей станка и стыков между ними приводят к повышению концентрации напряжений, перекосам, нарушению жидкостного трения в парах скольжения. Поэтому размеры и параметры многих узлов и деталей определяют по критерию жесткости.

Жесткость станка связана с его компоновкой. Применяют жесткие замкнутые рамные конструкции; двухстоечные вертикальные станки, более жесткие, чем одностоечные; симметричные конструкции, в которых упругие смещения в направлении, влияющем на точность обработки, меньше смещений, появляющихся в несимметричных конструкциях. Осесимметричными делают, например, шпиндельные бабки (рис. 2.2, а), столы вертикально-протяжных станков (рис. 2.2, б).

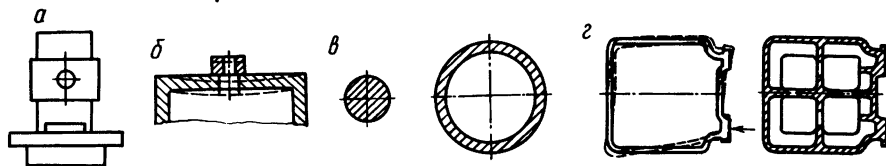


Рис. 2.2. Способы повышения жесткости станков

Высокой точности формы обработанных деталей можно достичь, когда при относительном перемещении инструмента и детали жесткость технологической системы остается практически постоянной. Поэтому обеспечивают постоянство жесткости шпинделя по углу поворота, рационально располагают опоры станка (например, одностоечные станки устанавливают на трех опорах: две — в средней плоскости стола, третья — под стойкой).

Детали, оказывающие существенное влияние на жесткость, целесообразно размещать так, чтобы они работали на растяжение—сжатие. В этом случае жесткость выше по сравнению с конструкцией, в которой детали работают на изгиб и кручение.

Для уменьшения деформаций тела деталей их изготавливают из материалов с высоким модулем упругости, их поперечному сечению придают рациональную форму, например кольцевую вместо круговой (рис. 2.2, в). В корпусных деталях типа стоек делают перегородки (рис. 2.2, г), благодаря которым стенки нагруженной детали работают совместно и искажение ее контура значительно уменьшается. Для снижения местных деформаций плоские стенки снабжают ребрами.

Для повышения контактной жесткости узлов и станка в целом уменьшают число стыков; улучшают качество обработки контактирующих поверхностей; в подшипниках, направляющих качения, передачах винт—гайка качения и других узлах создают предварительный натяг.

2.3. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕПЛОСТОЙКОСТИ

Нагрев станка сопровождается температурными деформациями его деталей, изменением формы их поверхностей, нарушением точности взаимного положения узлов. Температурные деформации оказывают влияние не только на точность, но и на долговечность станка, так как приводят к изменению зазоров и натягов, ухудшению смазывания, снижению контактной жесткости сопряжений, возникновению дополнительных колебаний.

Источники теплоты делятся на внешние и внутренние. Внешними являются солнечные лучи, падающие непосредственно на станок, близко от него расположенное оборудование с мощными системами нагрева или охлаждения, воздушные потоки, фундамент станка. К внутренним источникам относятся процесс резания, электродвигатели, гидроагрегаты, пары трения.

При разработке конструкции станка следует применять такие методы снижения температурных деформаций, как выбор рациональной его компоновки, уменьшение теплообразования в передачах и опорах, интенсивный отвод теплоты из зоны образования, искусственное выравнивание температурного поля, взаимная компенсация температурных деформаций ответственных узлов.

Разрабатывая компоновку станка, наиболее интенсивные источники теплоты (электродвигатель главного привода, гидроагрегаты, резервуары с охлаждающей и рабочей жидкостями) располагают вне станка на достаточном удалении от него. Источники теплоты целесообразно размещать в верхней части станка. Интенсивные источники могут быть изолированы от несущей системы. С этой целью электродвигатель 1 главного привода ограждают теплоизолирующим кожухом 2 (рис. 2.3, а) и снабжают вентилятором, направляющим

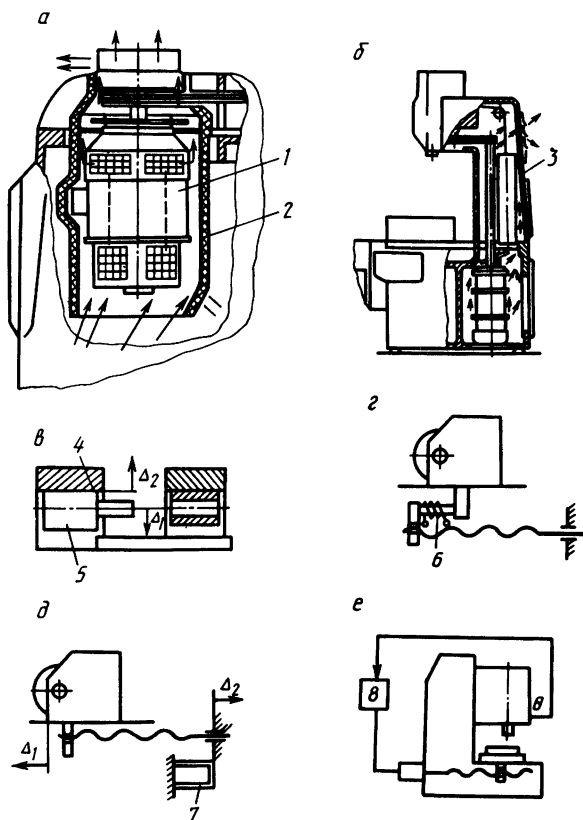


Рис. 2.3. Способы снижения температурных деформаций станков

воздушный поток снизу вверх; между шпиндельной бабкой и стойкой станка помещают планки, изготовленные из материала с низкой теплопроводностью; для отвода смазочно-охлаждающей жидкости предусматривают каналы из материала с аналогичными свойствами. Проектируя узел, интенсивные источники теплоты располагают на большом расстоянии от ответственных поверхностей и симметрично относительно них. Последнее приводит к образованию в ответственных деталях симметричного температурного поля и к минимальным деформациям.

Снижения теплообразования в приводах, передачах и опорах достигают следующими способами. Применяя регулируемые электродвигатели с высоким коэффициентом полезного действия, уменьшают кинематические цепи. Используют механизмы качения, гидростатические, гидродинамические. Оптимизируют предварительный натяг. Встраивают в станки эффективные системы смазывания масляным туманом, масловоздушной смесью, циркуляционные с дозированной подачей масла.

Интенсивный отвод теплоты из зоны ее образования позволяет предохранять ответственные детали от значительного нагревания. Теплоту из зоны резания отводят с помощью смазочно-охлаждающей жидкости, подаваемой не

только поливом, но и в виде высоконапорной струи, через тело инструмента. Наружные поверхности корпусных деталей снабжают ребрами. Обеспечивают разбрызгивание масла на их внутренние поверхности. Большую долю теплоты, выделяющейся в опорах качения прецизионных шпинделей, отводят с помощью тепловых труб, циркулирующего охлажденного масла или воздуха.

Решающее влияние на температурные деформации станка оказывает перемещение в пространстве его температурного поля. Поэтому бывает эффективным выравнивание его с помощью холодильной установки или нагревательного устройства, установленных в несущей системе. С этой же целью используют теплоту воздуха, нагретого электродвигателем. Например, благодаря пропусканию теплого воздуха по задней стенке стойки 3, которая при работе станка нагревателя значительно меньше передней, удалось снизить температурные деформации координатно-расточного станка (рис. 2.3, б).

Подбор материалов с оптимальными теплофизическими характеристиками позволяет свести к минимуму температурные деформации ответственных деталей. Из сплавов, подобных инвару (с коэффициентом линейного расширения, составляющим одну десятую коэффициента расширения стали или чугуна), изготавливают ряд деталей несущей системы прецизионных станков, шкалы измерительных систем. Для фундаментов станков иногда применяют материалы с коэффициентом линейного расширения, близким к тому, который имеет материал станины. Детали, находящиеся в непосредственной близости от интенсивных источников теплоты, для улучшения теплоотвода изготавливают из материалов с высокой теплопроводностью. Детали, предназначенные для защиты от нагрева других деталей, делают из пластмасс, порошковых и других материалов с малой теплопроводностью.

Теплостойкость станков можно улучшить использованием принципа взаимной компенсации температурных смещений ответственных узлов. Так, благодаря обратной базе 4 шпиндельной бабки 5 (рис. 2.3, в) ее температурное расширение Δ_1 компенсируется противоположным смещением Δ_2 базы. Управление базой инструмента реализуется, например, когда удлинение специально нагреваемого стержня 6 (рис. 2.3, г), соединенного со шлифовальной бабкой, и температурное удлинение ходового винта направлены в противоположные стороны.

С этой же целью опору ходового винта соединяют с крышкой гидравлической полости 7, выполненной в виде мембраны. Давление в полости регулируется (рис. 2.3, д).

Методы автоматической компенсации температурных смещений позволяют производить коррекцию положения инструмента или заготовки на основе измерения смещений или температуры в точке, найденной опытным путем, или исходя из теоретических предпосылок. Например, автоматическая система 8 выполняет коррекцию координатных перемещений стола по сигналам о температуре θ передней опоры шпинделя (рис. 2.3, е).

2.4. ОБЕСПЕЧЕНИЕ УДОВЛЕТВОРИТЕЛЬНЫХ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Шум металлорежущих станков влияет на точность выполнения работниками заданий, затрудняет переработку информации, снижает производительность труда и повышает утомляемость.

Основными источниками шума в металлорежущих станках являются коробки скоростей и подач, шпиндельные бабки, гидросистема, электропривод.

Для улучшения шумовых характеристик металлорежущего станка следует использовать два пути: 1) повышения точности изготовления его деталей, качества сборки и регулировки узлов; 2) выявления источников звуковой энергии, каналов, по которым передается значительная ее часть, и улучшения характеристик этих каналов.

Шум в зубчатых передачах возникает главным образом из-за погрешностей их изготовления и установки в механизме. Погрешности шага колес являются причиной ударов в моменты входа пары зубьев в зацепление и выхода из него, т.е. ударов с зубцовой частотой $f = nz/60$ (n и z — частота вращения и число зубьев ведущего колеса).

Неперпендикулярность оси колеса его торцам, непараллельность или перекос осей колес приводят к смещению пятна контакта и повышению динамических нагрузок в зацеплении. Слишком малый боковой зазор вызывает заклинивание зубьев, слишком большой — снижение демпфирующей способности масляного слоя на их поверхностях. Так как коэффициент перекрытия в зацеплении больше единицы, часть поворота зубчатого колеса на один шаг приходится на зацепление одной пары зубьев, другая — на зацепление двух пар. Все это повышает шум зубчатых передач.

Для снижения шума коробок передач целесообразно применять косозубые передачи, зубчатые колеса из пластмассы в малонагруженных передачах при высокой частоте вращения, а также колеса с бочкообразными зубьями. Кроме того, необходимо обеспечивать достаточную жесткость валов, точность зубчатых колес и корпусных деталей.

Причинами шума подшипников качения являются отклонения рабочих поверхностей колец и тел качения от идеальной геометрической формы, зазоры между ними. Шум в кулачковых механизмах возбуждается в результате ударов, вызванных погрешностями изготовления их деталей. Шум в дисковых фрикционных муфтах возникает в основном в моменты переключения.

В результате изгибных колебаний валов звуковая энергия от зубчатых колес, муфт, подшипников, кулачков передается на корпус узла (рис. 2.4). Вследствие вибраций стенки корпуса излучают подведенную звуковую энер-

Т а б л. 2.1. Допускаемые уровни шума станков

Суммарная номинальная мощность, приводов, кВт	Среднегеометрическая частота октавных полос, Гц								Корректированный уровень звуковой мощности L_{pA} , дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
	Октавный уровень звуковой мощности L_p , дБ								
До 1,5	98	89	83	80	77	75	73	71	82
1,5...4	103	96	91	88	85	83	81	80	90
4...12,5	107	101	97	93	91	89	87	86	96
12,5...40	112	106	102	99	97	95	93	92	102
Свыше 40	117	112	108	105	103	101	99	98	108

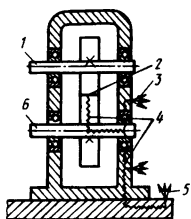


Рис. 2.4. Схема передачи звука в зубчатом приводе:

1 — ведущий вал; 2 — место возбуждения шума и вибраций; 3 — первичное излучение звука; 4 — звуковая вибрация; 5 — вторичное излучение звука; 6 — ведомый вал

гию. Если стенка имеет частоту колебаний, равную критической, она излучает энергию почти без потерь. Критическая частота колебаний пластины

$$f = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m}{B}},$$

где c — скорость звука в воздухе; m — масса пластины, площадь которой равна единице; B — изгибная жесткость пластины.

Излучающая способность стенок и крышек становится минимальной, когда частоты возбуждающих колебаний не попадают в диапазон от $0,5f$ до $2f$.

Так как обычно более 90 % акустической энергии механизма обусловлено звуковыми колебаниями корпуса и только около 10 % приходится на воздушную составляющую, основным путем снижения шума станков является уменьшение звукоизлучения их корпусов. Поскольку акустическая мощность источника (звуковая энергия, излучаемая источником в единицу времени) пропорциональна произведению площади колеблющейся поверхности на средний по площади квадрат вибрационной скорости, измеренной по нормали к поверхности, прежде всего необходимо уменьшать шум узлов, имеющих поверхности большой площади и высокую виброскорость.

Если детали или их элементы (тонкостенные кожухи, крышки, стенки корпусных деталей) обладают малой жесткостью и допускаются изгибные колебания их поверхностей, то уменьшение излучающей способности достигается повышением их изгибной жесткости за счет изменения формы, применения ребер. Если же детали колеблются как абсолютно твердые тела, излучающая способность может быть уменьшена благодаря изменению жесткости их крепления, применению кожухов или шумоизолирующих панелей.

Таким образом, детали, являющиеся источниками повышенного шума, необходимо изолировать от остальных деталей узла (виброизоляция) или оградить их кожухами (звукоизоляция).

Требования к шумовым характеристикам станка регламентированы отраслевым стандартом ОСТ 2Н89–40–75. Шум опытных образцов станков оценивают по октавным уровням звуковой мощности L_p (дБ) и скорректированному уровню звуковой мощности L_{pA} (дБА), а шум станков единичного и серийного производства по L_{pA} . Допустимые уровни шумовых характеристик станка связаны с номинальной суммарной мощностью одновременно работающих приводов.

Для станков классов Н и П эти уровни приведены в табл. 2.1, для станков классов В и А табличные значения следует уменьшать на 3 дБ, для класса С — на 5 дБ.

2.5. ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ

Надежность станка — это его свойство выполнять заданные функции в течение определенного срока службы и в заданных условиях эксплуатации. Надежность проявляется в безотказности, ремонтпригодности и долговечности. Безотказность — это свойство станка непрерывно сохранять работоспособность в течение некоторого времени. В качестве показателей безотказности приняты: параметр потока отказов (среднее число отказов в единицу времени); наработка на отказ (среднее значение наработки между двумя соседними отказами); вероятность безотказной работы в интервале времени от пуска станка до некоторого случайного момента; установленная безотказная наработка в сутки (минимальная безотказная наработка в течение суток, проверяемая при приемосдаточных испытаниях); установленная безотказная наработка в неделю (минимальная безотказная наработка за неделю, исчисляемая как сумма безотказных наработок за сутки и проверяемая при инспекционных испытаниях); установленная безотказная наработка (наработка, в течение которой переход станка в неработоспособное состояние не допустим, проверяемая при периодических испытаниях или подконтрольной эксплуатации). За показатели ремонтпригодности принимают среднее время восстановления и вероятность восстановления станка в течение заданного времени.

Т а б л. 2.2. Нормы показателей надежности станков

Наименование показателя	Станки с ручным управлением	Станки-автоматы и полуавтоматы	Станки с ЧПУ	Гибкие производственные модули
Установленный срок службы до первого капитального ремонта, лет (не менее), для станков массой:				
до 10 т	10	7,5	7,5	6
от 10 до 100 т	12	9	9	7
свыше 100 т	16	12	12	9,5
Установленный ресурс по точности до первого среднего ремонта, тыс. ч (не менее), для станков массой:				
до 10 т	20	15	15	18
от 10 до 100 т	16	12	12	14
свыше 100 т	22	16	16	19
Коэффициент технического использования, не менее	0,91	0,87	0,81	0,76
Среднее время восстановления, ч	8	12	12	14

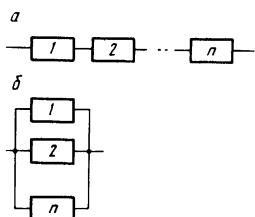


Рис. 2.5. Структура систем

Показателями долговечности станка служат: установленный ресурс до выхода его ответственного параметра за допустимый предел; установленный ресурс до первого среднего или капитального ремонта; установленный срок службы до первого среднего или капитального ремонта. Надежность станков и станочных систем характеризуют также комплексными показателями: коэффициентом готовности и коэффициентом технического использования.

Нормы показателей надежности станков выпуска до 1996 г., установленные отраслевым стандартом [65] и приведенные в табл. 2.2, относятся к двухсменному режиму эксплуатации, а для гибких производственных модулей и многоцелевых станков — к трехсменному режиму. Норма коэффициента технического использования относится к недельному периоду эксплуатации. При определении установленного срока службы до первого капитального ремонта и ресурса по точности до первого среднего ремонта для станков с абразивным инструментом значения, приведенные в табл. 2.2, следует умножить на 0,9.

Из множества способов обеспечения надежности станочного оборудования на стадии проектирования необходимо отметить следующие.

1. Применение в проектируемом изделии унифицированных и стандартных элементов. Унификация представляет рациональное сокращение числа видов и типоразмеров изделий одинакового функционального назначения. Унифицируют станочные узлы, а также элементы и размеры деталей. Наибольшая доля унифицированных стандартных узлов может быть включена в оборудование агрегатного типа: специальные станки, автоматические линии, промышленные роботы. Применение принципа агрегатирования позволяет создавать оборудование высокой надежности, так как унифицированные агрегатные узлы изготавливаются по передовой технологии и в результате тщательных испытаний доводятся до требуемого уровня качества.

2. Обеспечение структурной надежности. Автоматическая линия, станок, любой входящий в них узел состоит из элементов. Под элементом понимают часть системы, которая может характеризоваться самостоятельными входными и выходными параметрами. Если система выходит из строя при отказе любого элемента, она называется последовательной и может быть представлена в виде структуры, изображенной на рис. 2.5, а. Если вероятности безотказной работы элементов 1, 2, ..., n до момента t равны соответственно $p_1(t)$, $p_2(t)$, ..., $p_n(t)$, то вероятность безотказной работы системы до этого момента

$$p(t) = p_1(t) p_2(t) \dots p_n(t).$$

Из этой зависимости следует, что для обеспечения требуемой надежности последовательной системы при увеличении числа входящих в нее элементов необходимо повышать их надежность.

Если система выходит из строя только в случае отказа всех ее элементов, она называется параллельной и может быть представлена в виде структуры, изображенной на рис. 2.5, б. Вероятность безотказной работы параллельной системы независимых элементов

$$p(t) = 1 - [1 - p_1(t)] [1 - p_2(t)] \dots [1 - p_n(t)] .$$

С увеличением числа элементов надежность параллельной системы повышается. Способ повышения надежности путем введения в систему элементов, избыточных по отношению к необходимым для выполнения заданных функций, называется резервированием. Например, при проектировании автоматических линий предусматривают резервные станки или потоки (постоянное резервирование), автоматическую замену изношенных инструментов (резервирование замещением). Гибкие производственные модули иногда оснащают резервным инструментальным магазином.

3. Применение систем технического диагностирования. Техническое диагностирование осуществляется автоматической системой, встроенной в технический объект или подключаемой к нему периодически, и позволяет определить состояние автоматических линий, станков и их узлов в процессе эксплуатации. Техническое диагностирование может выполняться в виде: а) непосредственного контроля мощности, подачи и других выходных параметров объекта или их функциональных зависимостей и сравнения полученных данных с эталонными; б) контроля работоспособности объекта по косвенным признакам (например, об износе деталей электромеханического привода можно судить по его акустическим характеристикам, о динамическом состоянии объекта — по его амплитудно-фазовой частотной характеристике, о правильности функционирования автоматической линии — по факту соответствия ее циклограммы проектной циклограмме и т.д.).

4. Применение конструкций с износостойкими элементами. Такими являются узлы с трением качения, гидростатическим, гидродинамическим, аэро-статическим трением. Высокой износостойкостью обладают обратные пары трения, узлы с избирательным переносом металла. С целью снижения скорости изнашивания деталей выбирают износостойкие материалы (в том числе порошковые и пластмассы), подвергают поверхности деталей термической и химико-термической обработке, а также поверхностному пластическому деформированию. На ответственные поверхности наносятся износостойкие покрытия.

С целью снижения изнашивания деталей применяют конструкции с равномерным распределением давления на поверхностях трения: с малой концентрацией давления (зубчатые колеса малой ширины или расположенные на жестких валах и симметрично относительно опор, узкие подшипники); плавающие или самоустанавливающиеся (гайки передач винт—гайка качения); с элементами, имеющими скорректированную форму (зубчатые колеса с бочкообразными зубьями).

5. Улучшение условий трения. С этой целью с помощью уплотнений и защитных устройств поверхности деталей предохраняют от загрязнений. При эффективном их смазывании снижаются сила трения, износ деталей, температура контактирующих поверхностей.

6. Применение конструкций, допускающих тонкое регулирование зазоров и компенсацию износа в условиях эксплуатации снятием металла с одной из контактирующих деталей (рис. 2.6, а), с помощью винтов (рис. 2.6, б), перемещением клиньев или конусных деталей (рис. 2.6, в), упругим деформированием деталей (рис. 2.6, г).

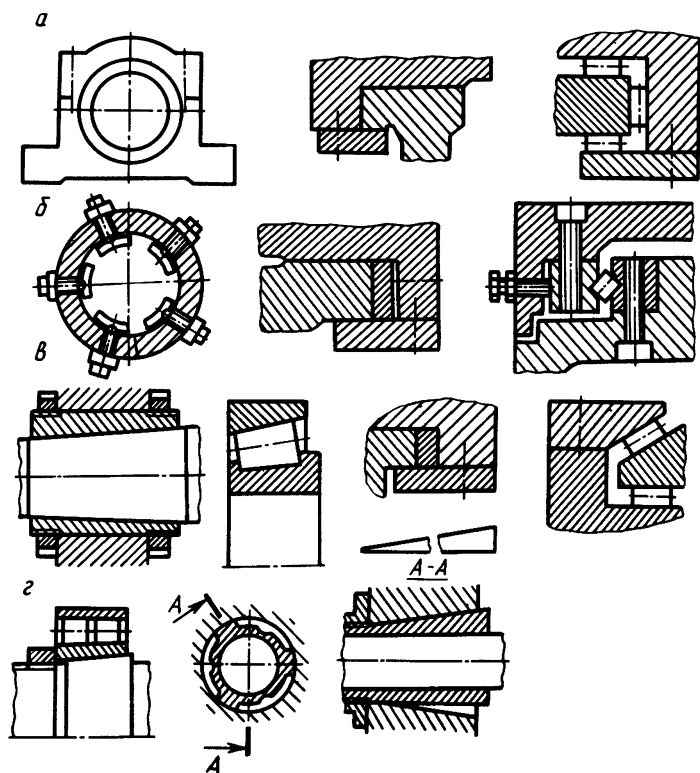


Рис. 2.6. Способы регулирования зазоров и компенсации износа

7. Обеспечение ремонтпригодности. С этой целью за счет использования унифицированных узлов уменьшают номенклатуру сборочных единиц; применяют системы технического диагностирования; обеспечивают удобное обслуживание рабочих позиций проектируемого оборудования (достаточное расстояние между станками автоматической линии, наладочные пульта вблизи рабочих позиций и т.д.); рационально разделяют конструкцию на элементы (сборные зубчатые колеса, быстросменные элементы, если они часто выходят из строя); обеспечивают удобное выполнение сборочно-разборочных работ при замене элементов благодаря их форме, допускающей удобный захват, достаточному пространству около элемента, хорошей видимости, небольшим усилиям при извлечении элемента и т.д.

3. ДЕТАЛИ СТАНКОВ И ЭЛЕМЕНТЫ ПРИВОДОВ

3.1. НЕРЕГУЛИРУЕМЫЕ АСИНХРОННЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

Асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором применяются в ступенчатых приводах главного движения и подачи, а также в приводах вспомогательных движений. Они наиболее надежны и просты в эксплуатации, применяются без преобразователей и специальных усилителей, имеют небольшие габариты, допускают высокие перегрузки. Технические данные двигателей серии 4А основного исполнения приведены в табл. 3.1, где $I_{\text{п}}$ и $I_{\text{н}}$ — пусковой и номинальный ток; $M_{\text{п}}$, $M_{\text{н}}$, $M_{\text{мин}}$, $M_{\text{мах}}$ — пусковой, номинальный, минимальный и максимальный моменты, развиваемые двигателем. Обозначения двигателей расшифровываются так: 4 — порядковый номер серии; А — вид двигателя (асинхронный); последующие две или три цифры — высота оси вращения в миллиметрах; S, M или L — установочный размер по длине станины; А или В — длина сердечника статора (отсутствие буквы в обозначении двигателя свидетельствует о наличии только одной длины сердечника); последующее число 2, 4, 6, 8, 10 или 12 — число плюсов; УЗ — климатическое исполнение и категория размещения. Основные размеры ряда двигателей приведены в табл. 3.2.

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

продолжительному S1 (рис. 3.1, а), когда продолжительность работы двигателя при неизменной внешней нагрузке достаточна для достижения практически постоянной температуры всех его частей;

кратковременному S2 (рис. 3.1, б), для которого характерны 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. 3.1, в), при котором пусковые потери практически не оказывают влияния на повышение температуры отдельных частей двигателя;

повторно-кратковременному с частыми пусками S4 (рис. 3.1, г), когда пусковые потери приводят к повышению температуры отдельных частей двигателя;

повторно-кратковременному с частыми пусками и электрическим торможением S5 (рис. 3.1, д), при котором потери в процессе торможения приводят к дополнительному повышению температуры двигателя;

перемежающемуся S6 (рис. 3.1, е), при котором работа двигателя с нагрузкой чередуется с холостым ходом;

перемежающемуся с частыми реверсами при электрическом торможении S7 (рис. 3.1, ж), при котором потери при реверсе существенно влияют на температуру отдельных частей двигателя;

перемежающемуся с двумя или более частотами вращения S8 (рис. 3.1, з), при котором потери в моменты перехода с одной частоты вращения на другую влияют на температуру отдельных частей двигателя.

Т а б л. 3.1. Параметры технической характеристики асинхронных электродвигателей серии 4А

Тип электродвигателя	Мощность, кВт	При номинальной мощности				$\frac{I_{\text{п}}}{I_{\text{н}}}$	$\frac{M_{\text{ц}}}{M_{\text{н}}}$	$\frac{M_{\text{min}}}{M_{\text{н}}}$	$\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{н}}}$	Маховой момент ротора, Н·м ²
		частота вращения, об/мин	ток статора при напряжении 380В, А	КПД, %	cos φ					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Синхронная частота вращения 750 об/мин										
4А71В8У3	0,25	680	1,05	56	0,65	3	1,6	1,4	1,7	0,074
4А80А8У3	0,37	675	1,4	61,5	0,65	3,5	1,6	1,2	1,7	0,135
4А80В8У3	0,55	700	2	64	0,65	3,5	1,6	1,2	1,7	0,162
4А90Л8А3	0,75	700	2,7	68	0,62	3,5	1,6	1,4	1,9	0,27
4А90Л8У3	1,1	700	3,5	70	0,68	3,5	1,6	1,4	1,9	0,345
4А100Л8У3	1,5	700	4,7	74	0,65	4	1,6	1,3	1,9	0,52
4А112МА8У3	2,2	700	6,18	76,5	0,71	5	1,9	1,5	2,2	0,7
4А112МВ8У3	3	700	7,8	79	0,74	5	1,9	1,5	2,2	1
4А132С8У3	4	720	10,3	83	0,7	5,5	1,9	1,7	2,6	1,7
4А132М8У3	5,5	720	13,6	83	0,74	5,5	1,9	1,7	2,6	2,3
4А160С8У3	7,5	730	17,7	86	0,75	6	1,4	1	2,2	5,5
4А160М8У3	11	730	25,6	87	0,75	6	1,4	1	2,2	7,2
Синхронная частота вращения 1000 об/мин										
4А63А643	0,18	885	0,78	56	0,62	3	2,2	1,5	2,2	0,0694
4А63В6У3	0,25	890	1,04	59	0,62	3	2,2	1,5	2,2	0,086
4А71А6У3	0,37	910	1,26	64,5	0,69	4	2	1,8	2,2	0,067
4А71В6У3	0,55	900	1,74	67,5	0,71	4	2	1,8	2,2	0,081
4А80А6У3	0,75	915	2,24	69,0	0,74	4	2	1,6	2,2	0,0019
4А80В6У3	1,1	920	3,05	74	0,74	4	2	1,6	2,2	0,0018

4A90L6Y3	1,5	935	4,1	75	0,74	4,5	2	1,7	2,2	0,294
4A100L6Y3	2,2	950	5,65	81	0,73	5	2	1,6	2,2	0,524
4A112M6Y3	3	955	7,4	81	0,76	6	2	1,8	2,5	0,7
4A112MBY3	4	950	9,13	82	0,81	6	2	1,8	2,5	0,8
4A132S6Y3	5,5	965	12,2	85	10,8	6,5	2	1,8	2,5	1,6
4A132M6Y3	7,5	870	16,5	85,5	0,81	6,5	2	1,8	2,5	2,3

Синхронная частота вращения 1500 об/мин

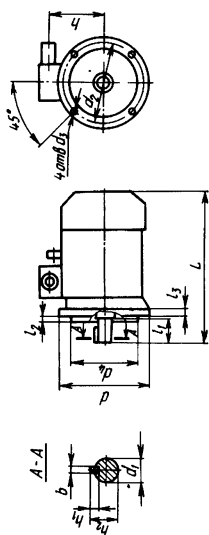
4A50A4Y3	0,06	1380	0,31	50	0,6	2,5	2	1,7	2,2	0,0011
4A50B4Y3	0,09	1370	0,42	55	0,6	2,5	2	1,7	2,2	0,001
4A56A4Y3	0,12	1375	0,44	63	0,66	3,5	2,1	1,5	2,2	0,028
4A56B4Y3	0,18	1365	0,66	64	0,64	3,5	2,1	1,5	2,2	0,0315
4A63A4Y3	0,25	1380	0,85	68	0,65	4	2	1,5	2,2	0,0495
4A63B4Y3	0,37	1365	1,2	68	0,69	4	2	1,5	2,2	0,055
4A71A4Y3	0,55	1390	1,7	70	0,7	4,5	2	1,8	2,2	0,052
4A71B4Y3	0,75	1390	2,17	72	0,73	4,5	2	1,8	2,2	0,057
4A80A4Y3	1,1	1420	2,76	75	0,81	5	2	1,6	2,2	0,129
4A80B4Y3	1,5	1415	3,57	77	0,83	5	2	1,6	2,2	0,133
4A90L4Y3	2,2	1425	5,02	80	0,83	6	2,1	1,6	2,4	0,224
4A100S4Y3	3	1435	6,7	82	0,83	6	2	1,6	2,4	0,347
4A100L4Y3	4	1430	8,6	84	0,84	6	2	1,6	2,4	0,45
4A112M4Y3	5,5	1445	11,5	85,5	0,85	7	2	1,6	2,2	0,7
4A132S4Y3	7,5	1455	11,1	87,5	0,86	7,5	2,2	1,7	3	1,1
4A132M4Y3	11	1460	22	86,5	0,87	7,5	2,2	1,7	3	1,6

Синхронная частота вращения 3000 об/мин

4A50A2Y3	0,09	2740	0,32	60	0,7	4	2	1,8	2,2	0,001
4A50B2Y3	0,12	2710	0,32	63	0,7	4	2	1,8	2,2	0,0011
4A56A2Y3	0,18	2800	0,54	66	0,76	4	2	1,5	2,2	0,0166
4A56B2Y3	0,25	2770	0,74	68	0,77	4	2	1,5	2,2	0,0186
4A63A2Y3	0,37	2750	0,93	70	0,86	4,5	2	1,5	2,2	0,0305
4A63B2Y3	0,55	2740	1,33	73	0,86	4,5	2	1,5	2,2	0,036
4A71A2Y3	0,75	2840	1,7	77	0,87	5,5	2	1,5	2,2	0,039

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
4A71B2Y3	1,1	2810	2,5	77,5	0,87	5,5	2	1,5	2,2	0,042
4A80A2Y3	1,5	2850	3,3	81	0,85	6,5	2,1	1,4	2,6	0,073
4A80B2Y3	2,2	2850	4,7	83	0,87	6,5	2,1	1,4	2,6	0,085
4A90L2Y3	3	2840	6,1	84,5	0,88	6,5	2,1	1,6	2,5	0,141
4A100S2Y3	4	2880	7,8	86,5	0,89	7,5	2	1,6	2,5	0,237
4A100L2Y3	5,5	2880	10,5	87,5	0,91	7,5	2	1,6	2,5	0,3
4A112M2Y3	7,5	2900	14,9	87,5	0,88	7,5	2	1,8	2,8	0,4
4A132M2Y3	11	2900	21,2	88	0,9	7,5	1,7	1,5	2,8	0,9

Т а б л. 3.2. Габаритные и присоединительные размеры (мм) асинхронных электродвигателей исполнений М300, М302 и М303



Тип двигателя	Число полюсов	L	h	d	l ₁	l ₂	l ₃	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	b	h ₁	h ₂	Масса, кг
4AA56	2; 4	194	96	140	23	3	10	11	115	10	95	4	4	12,5	4,4
4AA63	2; 4	216	101	160	30	3,5	10	14	130	10	110	5	5	16	6
4A71	2; 4; 6	285	130	200	40	3,5	10	19	165	12	130	6	6	21,5	15,7
4A80A	2; 4; 6; 8	300	138	200	50	3,5	10	22	165	12	130	6	6	24,5	18,3
4A80B	2; 4; 6; 8	320	138	200	50	3,5	10	22	165	12	130	6	6	24,5	21,3
4A90L	2; 4; 6; 8	350	153	250	50	4	12	24	215	15	180	8	7	27	30
4A100S	2; 4; 6; 8	362	163	250	60	4	14	28	215	15	180	8	7	31	37
4A100L	2; 4; 6; 8	392	163	250	60	4	14	28	215	15	180	8	7	31	42,8
4A112M	2; 4; 6; 8	452	198	300	80	4	16	32	265	15	230	10	8	35	58
4A132S	2; 4; 6; 8	480	218	350	80	5	18	38	300	19	250	10	8	41	82
4A132M	2; 4; 6; 8	530	218	350	80	5	18	38	300	19	250	10	8	41	97

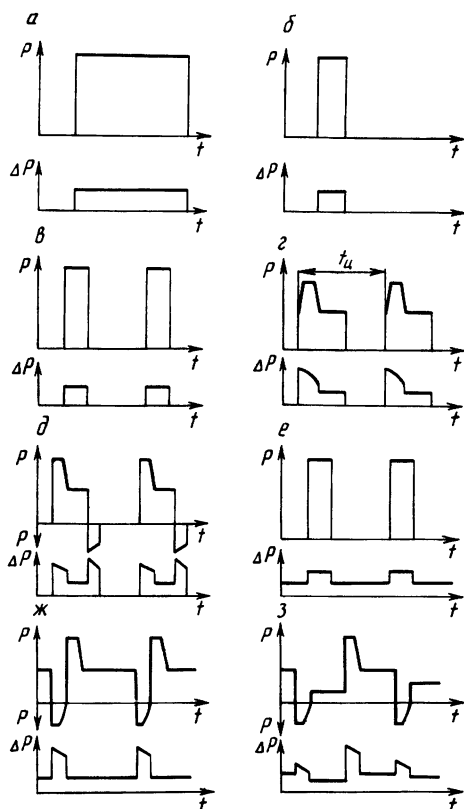


Рис. 3.1. Режимы работы электродвигателей

3.2. РЕГУЛИРУЕМЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ПОСТОЯННОГО ТОКА ДЛЯ ПРИВодОВ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

В приводах главного движения станков с ЧПУ применяют регулируемые электродвигатели постоянного тока серии 4ПФ. Технические характеристики двигателей основного исполнения с номинальной частотой вращения 1000 об/мин приведены в табл. 3.3. Имеются двигатели с номинальной частотой вращения 500...1500 об/мин. Основные размеры двигателей приведены в табл. 3.4.

Номинальным режимом работы двигателей в диапазоне частот вращения от 1 об/мин до максимальной является *S1*, возможна работа в режимах *S2–S8*. Двигатели серии 4ПФ применяются в составе электромеханических приводов с регулированием частоты вращения в двух зонах. В зоне *I* (рис. 3.2) регулирование производится с постоянным моментом *M* на шпинделе станка, в зоне *II* — с постоянной мощностью *P*. В зоне *I* при относительно низкой частоте вращения шпинделя полная мощность привода не может быть использована. Расчетная частота вращения n_p , при которой определяется мак-

Т а б л. 3.3. Основные технические данные электродвигателей 4ПФ

Тип двигателя	Номинальные данные		Максимальная частота вращения, об/мин	Момент инерции, кг·м ²	Масса, кг
	Мощность, кВт	КПД, %			
4ПФ112S	4	74	5000	0,047	72
4ПФ112М	5,5	74		0,056	97
4ПФ112L	7,5	77		0,0625	112
4ПФ132S	7,5	76,7	4500	0,095	119
4ПФ132М	11	79		0,116	144
4ПФ132L	15	80,2		0,135	162
4ПФ160S	18,5	82,4	4000	0,25	236
4ПФ160М	22	84,8		0,29	273
4ПФ160L	30	84		0,325	297
4ПФ180М	37	84,4	3800	0,442	390
4ПФ180L	45	84,5		0,578	405

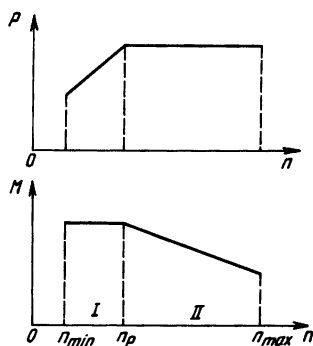
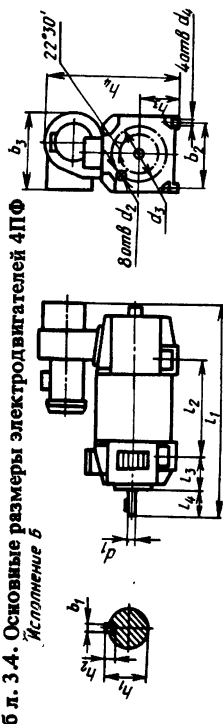


Рис. 3.2. Зоны регулирования привода с двигателем постоянного тока

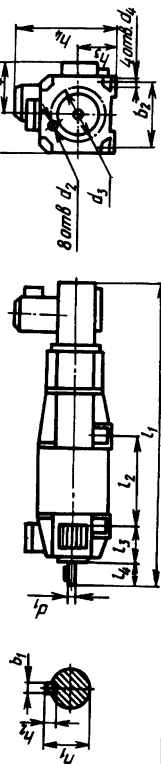
симальный крутящий момент на шпинделе, связана с диапазоном регулирования привода R ($n_{min} \sqrt[4]{R} \leq n_p \leq n_{min} \sqrt[3]{R}$).

Т а б л. 3.4. Основные размеры электродвигателей 4ПО

Исполнение Б



Исполнение Т



Тип и размер двигателя	h_1	h_2	h_3	h_4	b_1	b_2	d_1	d_2	d_3	d_4	l_1	l_2	l_3	l_4	Исполнение Б			Исполнение Т		
															l_1	h_4	b_3	l_1	h_4	b_3
4ПФ112S	35	8	11	112	10	190	32K6	10	165	12	280	350	70	80	665	730	430	810	946	320
4ПФ112M											410				790		263	1006		145
4ПФ112L																				
4ПФ132S	45	8	11	132	12	216	42K6	15	215	12	320	380	89	110	790	850	500	1025	1085	372
4ПФ132M											450				920		300	1155	1225	300
4ПФ132L																				160
4ПФ160S	51,5	9	11	160	14	254	48K6	15	265	15	340	410	108	110	863	933	560	1155	1225	417
4ПФ160M											450				973		390	1265	1225	390
4ПФ160L																				220
4ПФ180M	59	10	11	180	16	279	55 m6	15	300	15	410	121	110		953	665	420	1330	495	420
4ПФ180L											500				1033			1410		235

3.3. РЕГУЛИРУЕМЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ДЛЯ ПРИВодОВ ПОДАЧИ

Общие сведения. В приводах подачи современных станков с ЧПУ применяют регулируемые электродвигатели постоянного или переменного тока с цилиндрическим и дисковым ротором, с возбуждением от постоянных магнитов и с электромагнитным возбуждением.

Высокомоментный электродвигатель постоянного тока — это устройство, в которое входят тахогенератор, электромагнитный тормоз, измерительный преобразователь перемещений (рис. 3.3). Возбуждение двигателей большинства типов осуществляется от постоянных магнитов, изготовленных из материалов с высокой удельной энергией: оксидно-бариевой керамики, редкоземельных магнитных материалов. Двигатели с редкоземельными магнитами выполняются по обращенной схеме: постоянные магниты находятся на роторе, а обмотка якоря на статоре. Типичное расположение областей работы высокомоментного двигателя представлено на рис. 3.4. На область 1 приходится длительная работа двигателя с естественным охлаждением. При использовании независимого принудительного охлаждения двигателя к области длительной работы добавляется область 2. В области 3 двигатель может работать в повторно-кратковременном режиме, при этом обеспечивается номинальная долговечность щеток, и с увеличением допустимого крутящего момента допустимая частота вращения ротора уменьшается. При снижении долговечности щеток кратковременная работа двигателя возможна в области 4. Когда приведенный к валу двигателя момент инерции механической части привода составляет не более половины момента инерции ротора двигателя, для кратковременной работы при разгоне и торможении исполнительного органа станка может быть использована область 5.

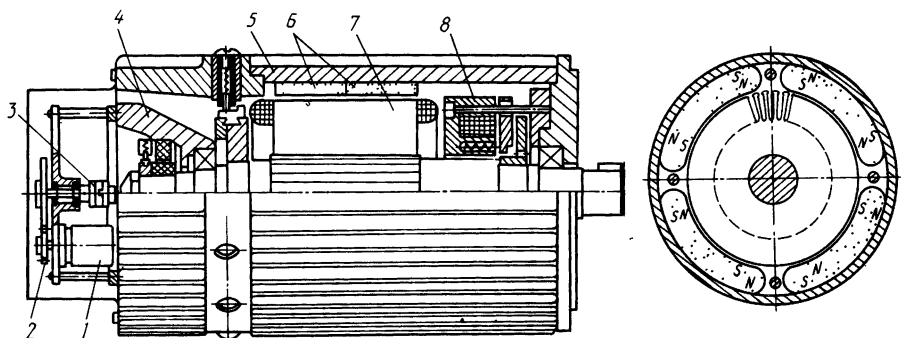


Рис. 3.3. Высокомоментный электродвигатель:

1 — резольвер; 2 — прецизионная зубчатая передача; 3 — соединительная муфта; 4 — тахогенератор; 5 — корпус; 6 — керамические магниты; 7 — якорь; 8 — электромагнитный тормоз

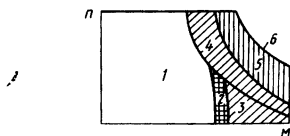


Рис. 3.4. Области допустимых нагрузок высокомоментного электродвигателя

Передаточная функция двигателя при возмущении по управлению

$$W_y(p) = \frac{\omega(p)}{\nu(p)} = \frac{k_d}{T_\theta T_M p^2 + T_M p + 1},$$

где $\omega(p)$ — изображение угловой скорости вала двигателя; $\nu(p)$ — изображение напряжения питания; $k_d = 1 \text{ с}^{-1}$; T_θ — электромагнитная постоянная якорной цепи, с; T_M — электромеханическая постоянная времени, с.

Передаточная функция двигателя при возмущении по нагрузке

$$W_n(p) = - \frac{\Delta\omega(p)}{M_c(p)} = - \frac{rk_d}{T_\theta T_M p^2 + T_M p + 1},$$

где $\Delta\omega(p)$ — изображение статического перепада скорости ротора, вызванного падением напряжения от тока статической нагрузки на активном сопротивлении якорной цепи; $M_c(p)$ — изображение момента статического сопротивления на валу двигателя; r — полное активное сопротивление якорной цепи, Ом.

Быстродействие двигателя оценивается по среднему угловому ускорению (рад/с²)

$$\epsilon = \frac{0,63 \omega_{\text{ном}}}{t_{0,63}},$$

где $\omega_{\text{ном}}$ — номинальная угловая скорость двигателя, рад/с; $t_{0,63}$ — время, за которое двигатель, нагруженный моментом инерции механизма, разгоняется до скорости, равной $0,63 \omega_{\text{ном}}$.

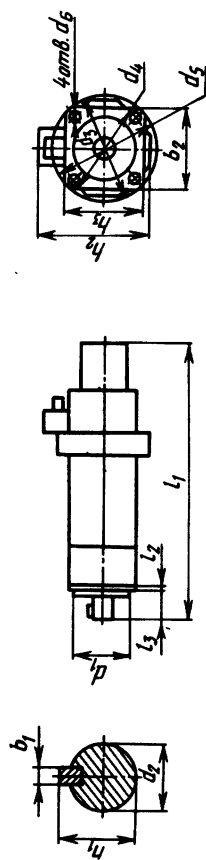
В приводах подач станков наиболее удобно использовать высокомоментные двигатели постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов. Благодаря низкой номинальной частоте вращения (500...1000 об/мин), возможности длительно работать при малой скорости (до 0,1 об/мин) с большим вращающим моментом такой двигатель может быть непосредственно связан с ходовым винтом привода подачи. Названные двигатели допускают 6–10-кратную перегрузку по вращающему моменту при малых частотах вращения в течение 20...30 мин, а также 1,5–3-кратную при номинальной и максимальной частоте вращения. По сравнению с асинхронными частотно регулируемые высокомоментные двигатели имеют большие габариты, меньший КПД, худшую перегрузочную способность.

Двигатели постоянного тока серии 2ПБВ. Это двигатели с возбуждением от постоянных магнитов, со встроенным измерительным преобразователем скорости вращения, в качестве которого использован тахогенератор. Могут быть снабжены измерительным преобразователем угла поворота (резольвером или фотоэлектрическим ВЕ-178) и тормозом. Двигатели применяются в основном в приводах подач станков с ЧПУ и гибких модулей. Технические их характеристики приведены в табл. 3.5, где M — номинальный момент двигателя; M_{max} — максимальный момент; n_{max} — максимальная частота вращения ротора двигателя; I — длительный ток при заторможенном роторе; E —

Т а б л. 3.5. Основные технические данные двигателей 2ПБ8В и 2ПК8В

Тип и размер двигателя	M, Н·м	M _{тах} , Н·м	n _{тах} , об/мин	J, А	E, В	J, кг·м ²		ε, с ⁻²		Масса, кг	
						без тормо- за	с тормо- зом			без тормоза	с тормозом
2ПБВ100М	7,5	70	2500	20	117	9,4	11,2	7400		20	24
2ПБВ109L	11	100	2000	25	94	13	14,2	7700		24	28
2ПБВ112S	15	130	2000	28	110	34	36,6	3800		34,5	39
2ПБВ112М	18,5	170	2000	35	138	42	43,3	4000		40,5	45
2ПБВ112L	22	210	2000	32	172	56	60,4	3800		46,5	51
2ПБВ132S	37	350	2000	54	147	174	190	2000		68	72,5
2ПБВ132М	47,8	510	2000	86	170	190	—	2500		125	—
2ПБВ132L	76,4	784	2000	90	260	280	—	2600		160	—
2ПКВ132L	105	784	2000	123	260	300	—	2400		180	—
2ПКВ160М	175	520	2000	150	335	610	—	760		230	—

Т а б л. 3.6. Основные размеры двигателей 2ПБВ, мм



Тип двигателя	l_1																		
	без тормоза и резольвера										с тормозом и резольвера								
	l_2	l_3	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	b_1	h_1	h_2	h_3	b_2						
2ПБВ100М	398	16	42	130	28	176	165	200	12Н14	8	31	218	150	150					
2ПБВ100L	458	16	42	130	28	176	165	200	12Н14	8	31	218	150	150					
2ПБВ112S	425	18	58	180	32	220	215	250	15Н14	10	35	265	190	190					
2ПБВ112М	465	18	58	180	32	220	215	250	15Н14	10	35	265	190	190					
2ПБВ112L	505	18	58	180	32	220	215	250	15Н14	10	35	265	190	190					
2ПБВ132S	568	18	58	180	32	268	215	250	15Н14	10	35	314	220	220					

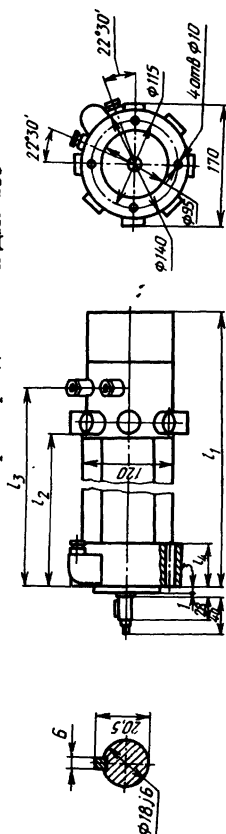
Примечания: 1. При применении резольвера в качестве измерительного преобразователя пути длина двигателя l_1 увеличивается на 94 мм.

2. При применении фотоэлектрического преобразователя ВЕ-178 в качестве измерительного преобразователя пути длина двигателя увеличивается на 117 мм.

Т а б л. 3.7. Основные технические данные двигателей ДПУ135

Тип двигателя	Номинальные данные			$n_{\max}$, об/мин	J , А	n , об/мин	J , кг-м ²	Расчетное ускорение ϵ , с ⁻²	Кратность максимального момента при скорости		Масса, кг
	M , Н-м	E , В	J , А						$(0...0,25) \times$ $\times n_{\max}$	$(0,25...0,5) \times$ $\times n_{\max}$	
ДПУ135-300-1,5	1,87	30	14	1500	14	1500	$1,1 \cdot 10^{-5}$	4000	6	4	3 8,7
ДПУ135-400-1,5	2,43	40	14	1500	14	1500	$1,4 \cdot 10^{-5}$	3500	6	4	3 9,4
ДПУ135-600-1,5	3,85	50	14	1500	14	1500	$1,9 \cdot 10^{-5}$	3000	6	3	2 11

Т а б л. 3.8. Основные размеры двигателей ДПУ 135



Исполнение и размеры

Тип двигателя	Исполнение и размеры									
	Д09					Д42				
	Д09					Д42				
	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5
ДПУ135-300-1,5	248	133	203	295	179	249	296	133	203	343
ДПУ135-400-1,5	272	157	277	319	203	273	320	157	227	367
ДПУ135-600-1,5	298	183	253	345	229	299	346	183	253	393

напряжение тока при максимальной частоте вращения ротора; J — момент инерции вращающихся частей двигателя; ϵ — расчетное ускорение. Основные размеры двигателей приведены в табл. 3.6. Диаграммы работы представлены на рис. 3.5 и 3.6. Номинальный режим работы — $S1$. Допускается работа в кратковременном $S2$, повторно-кратковременном $S5$ и перемежающемся $S8$ режимах.

Двигатели постоянного тока серии ДПУ135. Это двигатели с возбуждением от постоянных магнитов. Могут быть оснащены тахогенератором, измерительным преобразователем положения, безлюфтовым электромагнитным тормозом. Двигатели предназначены для быстроходных механизмов промышленных роботов и станков с ЧПУ. Входят в состав комплектных электроприводов ЭПУ1 и ЭШИМ1. Технические характеристики двигателей ДПУ 135 приведены в табл. 3.7, размеры — в табл. 3.8, диаграммы работы — на рис. 3.7. Обозначения двигателей расшифровываются так: ДПУ — двигатель коллекторный постоянного тока управляемый; 135 — диаметр его корпуса в миллиметрах; 300, 400, 500 — мощность в ваттах; 1,5 — номинальная частота вращения в тысячах оборотов в минуту; Д09 — двигатель с тахогенератором; Д42 — двигатель с тахогенератором и тормозом; Д43 — двигатель с тахогенератором и измерительным преобразователем положения; Д44 — двигатель с тахогенератором, тормозом и измерительным преобразователем положения.

При максимальной частоте вращения в интервале времени до 1 мин двигатели могут развивать момент, равный $0,5M$. В переходном режиме в течение 0,2 с допускается кратность максимального момента по отношению к номинальному, указанная в табл. 3.8. Двигатели могут работать в режимах: $S1$, $S2$ при частоте вращения до 100 об/мин; $S3$ при частоте вращения до 1000 об/мин, времени рабочего цикла до 30 мин и продолжительности включения ПВ 25 % (см. рис. 3.5).

Вентильные (синхронные) электродвигатели 2ДВУ165 и 2ДВУ215. Эти электродвигатели предназначены для электроприводов станков и промышленных роботов с микропроцессорным управлением. Роль индуктора выполняет ротор, оснащенный постоянными магнитами, роль якоря — статор. При взаимодействии магнитного поля ротора с током, протекающим по обмотке статора, ротор приводится во вращение. По сигналам обратной связи, вырабатываемым преобразователем, закрепленным на роторе, электронный коммутатор подключает фазы обмотки статора к источнику питания так, что ротор развивает постоянный момент. В обмотку статора встроены терморезисторы, контролирующие ее температуру. Двигатели могут быть оснащены тормозом и фотоэлектрическим измерительным преобразователем перемещений.

Основные технические данные двигателей приведены в табл. 3.9, 3.10, где M — длительный момент на валу двигателя; $n_{\max}$ — максимальная частота вращения вала; $n_{\text{ном}}$ — номинальная частота вращения вала: $n_{\text{ном}} = 0,25n_{\max}$; I — ток при моменте M на валу двигателя и номинальной частоте вращения; E — линейная электродвижущая сила при максимальной частоте вращения; J — момент инерции вращающихся частей; ϵ — среднее расчетное угловое ускорение вала двигателя: $\epsilon = 5M/J$.

Основные размеры электродвигателей приведены в табл. 3.11, 3.12. В условном обозначении двигателя 2 означает порядковый номер серии; Д — дви-

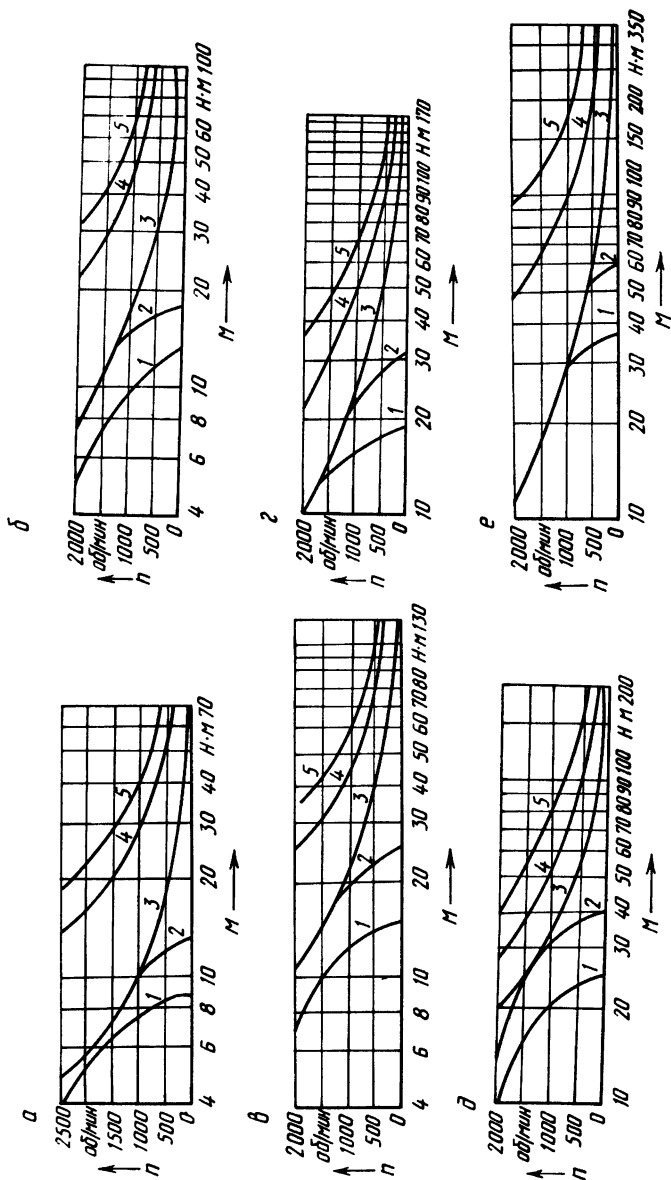


Рис. 3.5. Диаграммы работы электродвигателей:

а — 2ПБВ100М; б — 2ПБВ100L; в — 2ПБВ112S; г — 2ПБВ112M; д — 2ПБВ112L; е — 2ПБВ132S; ж — 2ПБВ132L; з — 2ПБВ132S; 1 — кривая длительно допустимых моментов в режиме S1; 2 — кривая допустимых моментов в кратковременных режимах S2 длительно 60 мин; 3 — кривая допустимых моментов при степени искрения щеток 1,5; 4 — кривая допустимых моментов при продолжительности перетрузки не более 0,2 с; 5 — кривая допустимых моментов при продолжительности перетрузки не более 0,2 с

**Т а б л. 3.9. Основные технические данные вентилярных (синхронных) двигателей
ДВУ165 и ДВУ215**

Тип и исполнение двигателя	Длительный момент на валу, Н·м	Максимальная частота вращения, об/мин	Масса, кг
1	2	3	4
ДВУ165СУХЛ4	7	1500	22,5
ДВУ165СЕУХЛ4	7	1500	24,2
ДВУ165S04	7	1500	22,5
ДВУ165SE04	7	1500	24,2
ДВУ165СУЗЛ4	7	2500	22,5
ДВУ165СЕУХЛ4	7	1500	24,2
ДВУ165S04	7	2500	22,5
ДВУ165SE04	7	2500	24,2
ДВУ165МУХЛ4	10	1000	26,1
ДВУ165МЕУХЛ4	10	1000	27,8
ДВУ165M04	10	1000	26,1
ДВУ165ME04	10	1000	27,8
ДВУ165МУХЛ4	10	2000	26,1
ДВУ165МЕУХЛ4	10	2000	27,8
ДВУ165M04	10	2000	26,1
ДВУ165ME04	10	2000	27,8
ДВУ165ЛУХЛ4	13	1000	32,2
ДВУ165ЛЕУХЛ4	13	1000	33,9
ДВУ165L04	13	1000	32,2
ДВУ165LE04	13	1000	33,9
ДВУ165ЛУХЛ4	13	2000	32,2
ДВУ165ЛЕУХЛ4	13	2000	33,9
ДВУ165L04	13	2000	32,2
ДВУ165LE04	13	2000	33,9
ДВУ215СУЗЛ4	17	1000	46,2
ДВУ215СЕУХЛ4	17	1000	50,7
ДВУ215S04	17	1000	46,2
ДВУ215SE04	17	1000	50,7
ДВУ215СУЗЛ4	17	2000	46,2
ДВУ215СЕУХЛ4	17	2000	50,7
ДВУ215S04	17	2000	46,2
ДВУ215SE04	17	2000	50,7
ДВУ215МУХЛ4	23	1000	62,4
ДВУ215МЕУХЛ4	23	1000	66,9
ДВУ215M04	23	1000	62,4
ДВУ215ME04	23	1000	66,9
ДВУ215МУХЛ4	23	2000	62,4
ДВУ215МЕУХЛ4	23	2000	66,9
ДВУ215M04	23	2000	62,4
ДВУ215ME04	23	2000	66,9
ДВУ215ЛУХЛ4	35	1000	75,6
ДВУ215ЛЕУХЛ4	35	1000	80,1
ДВУ215L04	35	1000	75,6
ДВУ215LE04	35	1000	80,1
ДВУ215ЛУХЛ4	35	2000	75,6

1	2	3	4
ДВУ215ЛЕУХЛ4	35	2000	80,1
ДВУ215L04	35	2000	75,6
ДВУ215LE04	35	2000	80,1

Т а б л. 3.10. Основные технические данные двигателей 2ДВУ165 и 2ДВУ215

Тип и размер двигателя	M , Н·м	n_{max} , об/мин	$n_{\text{ном}}$, об/мин	J , А	E , В	J , кг·м ² , не более	ϵ , с ⁻² , не более	Масса, кг
2ДВУ165	13	1000	250	3,3	275	0,0041	16 854	17
		2000	500	6,5				
2ДВУ165М	17	1000	250	4,3	288	0,0051	16 667	20,5
		2000	500	8,6				
2ДВУ165L	23	1000	250	5,8	293	0,0069	16 667	24,5
		2000	500	11,6				
2ДВУ215S	35	1000	250	9,6	247	0,0134	13 060	38
		2000	500	19,1				
2ДВУ216М	47	1000	250	12,6	258	0,0176	13 352	46,5
		2000	500	25,2				
2ДВУ215L	70	1000	250	17,7	266	0,0239	14 644	57,5
		2000	500	35,4				

гатель; В – вентильный; У – управляемый; 165 или 215 – диаметр окружности, на которой расположены центры отверстий на фланце; S, M, L – условная длина сердечника статора; Е – наличие тормоза; 04 или УХЛ4 – вид климатического исполнения,

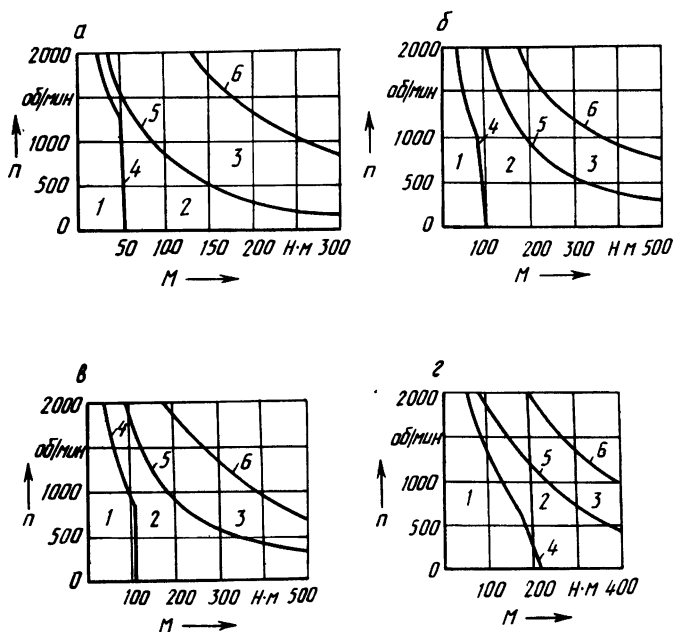


Рис. 3.6. Диаграммы работы электродвигателей:

a – 2ПБВ132М; *б* – 2ПБВ132Л; *в* – 2ПКВ132Л; *г* – 2ПКВ160М; 1 – зона работы в режиме *S1*; 2 – в режимах *S2*, *S5*, *S8*; 3 – зона работы при переходных процессах; 4 – кривая допустимых моментов для режима *S1*; 5 – кривая допустимых моментов при работе в режимах *S2*, *S5* и *S8* при степени искрения до 1,5; 6 – кривая допустимых моментов при переходных процессах и степени искрения до 3

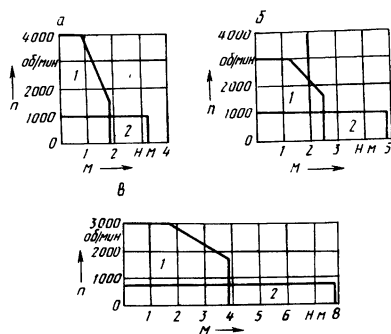
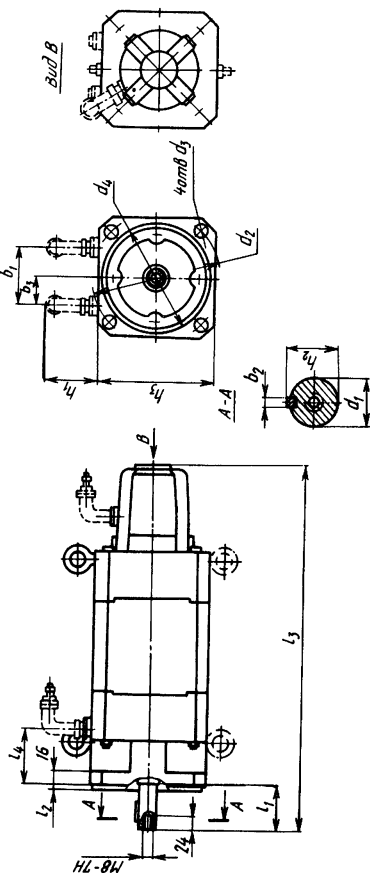


Рис. 3.7. Диаграммы работы электродвигателей:

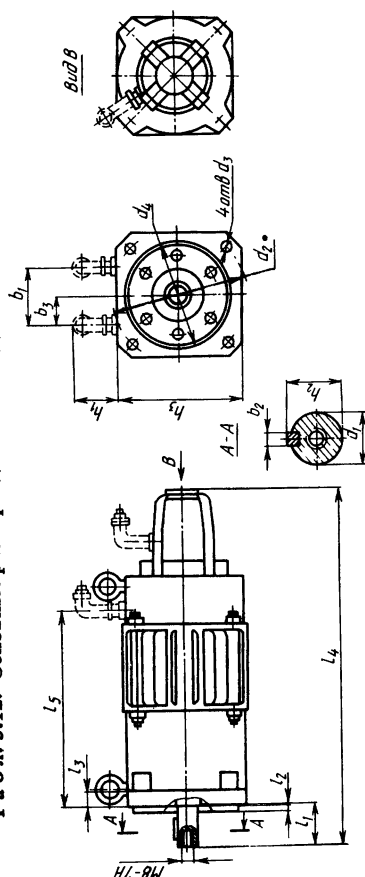
a – ДПУ135-300; *б* – ДПУ135-400; *в* – ДПУ135-600; 1 – зона работы в режиме *S1*; 2 – зона работы в режиме *S3* при продолжительности рабочего цикла 30 мин и ПВ 25 %

Т а б л. 3.1.1. Основные размеры двигателей ДВУ165 и ДВУ215, мм



Тип и размер двигателя	l_1	l_2	l_3	l_4	d_1	d_2	d_3	d_4	h_1	h_2	h_3	b_1	b_2	b_3
ДВУ165S														
ДВУ165SE			473											
ДВУ165M	60	3,5	523	70	$28^{+0,015}_{+0,002}$	165	12	130	60	31	142	80	89	40
ДВУ165ME														
ДВУ165L			577											
ДВУ165LE														
ДВУ215S			588											
ДВУ215SE														
ДВУ215M	80	4	660	111	$32^{+0,018}_{+0,002}$	215	15	180	75	35	190	103	109	53
ДВУ215ME														
ДВУ215L			732											
ДВУ215LE														

Т а б л. 3.12. Основные размеры двигателей 2ДВУ165 и 2ДВУ215, мм



Тип и размер двигателя	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	d_1	d_2	d_3	d_4	h_1	h_2	h_3	b_1	b_2	b_3	b_4
2ДВУ165S				406	254											
2ДВУ165SE				440	296											
2ДВУ165M	42	3,5	12	431	279	28	165	12	130	60	31	142	62	8	145	31
2ВУ165ME				465	321											
2ВУ165L				481	329											
2ВУ165LE				515	371											
2ДВУ215S				519	344											
2ДВУ215SE				567	415											
2ДВУ215M	58	4	15	569	394	32	215	15	180	98	35	190	85	10	194	47
2ДВУ215ME				617	465											
2ДВУ215L				644	469											
2ДВУ215LE				622	540											

3.4. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Конструкции зубчатых колес. Шлифованные или хонингованные стальные прямозубые колеса можно применять при окружной скорости передачи до 16 м/с, косозубые — при скорости до 30 м/с. Нешлифованные прямозубые колеса пригодны, когда окружная скорость передачи не выше 6 м/с, косозубые — до 16 м/с. Передаточное число цилиндрической передачи в главном приводе станка должно находиться в интервале от 0,25 до 2, в приводе подачи — от 0,2 до 2,8.

Число зубьев некорректированного зубчатого колеса должно быть не меньше 18. Ширину венца принимают равной 6–10 модулям (меньше для подвижных колес). Во избежание поломок колес толщина стенки между шпоночным пазом и впадиной зуба должна быть больше двух модулей. Диаметр ступицы d_c обычно равен $1,6d$ (рис. 3.8, а). Длину l выбирают исходя из необходимости обеспечить прочность шпоночного или шлицевого соединения колеса с валом, снизить габариты и массу узла, а также с учетом соотношения $0,8d \leq l \leq 1,5d$.

В цельных блоках зубчатых колес предусматривают выточку для выхода долбяка шириной s (рис. 3.8, б):

Модуль колеса, мм	1...2	2,5...4	4...5
s , мм	5	6	7

Составные блоки по сравнению с цельными имеют меньшую длину и массу. В них можно соединять колеса из разных материалов, со шлифованными венцами. При ремонте допускается замена только одного вышедшего из строя венца. Венцы составных блоков, работающие при импульсных нагрузках (в приводах фрезерных станков), более долговечны, что объясняется их установкой благодаря коротким ступицам и более равномерному распределению нагрузки по длине зуба.

Ряд способов соединения зубчатых колес в составные блоки приведен на рис. 3.9. Насадное колесо может быть помещено на ступице основного, в качестве которого используется колесо меньшего диаметра (рис. 3.9, а, б). Крутящий момент на насадное колесо передается шпонкой, цилиндрическими штифтами, зубчатой муфтой. В осевом направлении оно фиксируется установочным винтом, пружинным кольцом, винтом. Колеса могут быть установлены непосредственно на валу (рис. 3.9, в, д, е) и соединены между собой с помощью развальцованных штифтов, охватывающей составной вилки, пружинного кольца, резьбы. Колеса составного блока могут быть установлены на общей втулке (рис. 3.9, з). Этот способ применяется, когда у насадных колес нет ступиц, а наименьшие из них имеют значительное число зубьев.

Зубчатые колеса с венцом, приклеенным к ступице, экономически эффективны, когда их венцы изготавливаются централизованно, а ступицы индивидуально.

Проектный расчет цилиндрических зубчатых передач на выносливость зубьев при изгибе. Изложенная ниже методика соответствует отраслевому руководящему материалу [82]. Она пригодна для расчета стальных силовых цилиндрических зубчатых колес с модулем 1,5...12 мм, образующих передачи внешнего зацепления, работающие в закрытых корпусах со смазыванием при

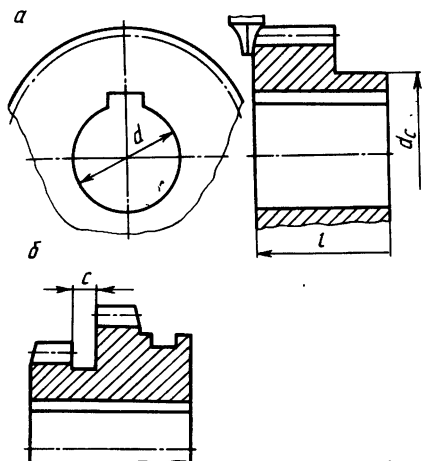


Рис. 3.8. Конструктивные элементы зубчатых колес

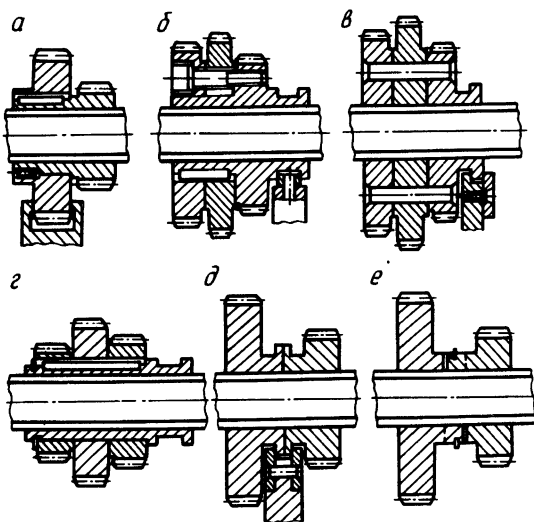


Рис. 3.9. Составные блоки зубчатых колес

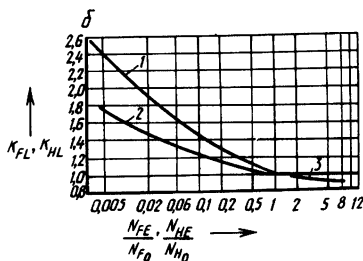
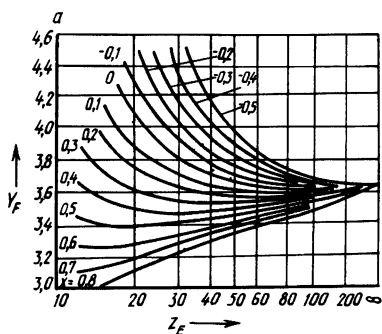


Рис. 3.10. Зависимости для определения коэффициентов:

а — Y_F ; б — k_{FL} и k_{HL} ; 1 — k_{FL} при $m_F = 6$; 2 — k_{FL} при $m_F = 9$; 3 — k_{HL} при постоянной нагрузке

окружной скорости не выше 30 м/с. Проектный расчет выполняется в тех случаях, когда модуль передачи не выбран конструктивно.

Модуль передачи (мм) должен удовлетворять условию

$$m \geq k_m \sqrt[3]{\frac{M_{1F} k_F Y_{Fa}}{z_1 \psi_{bm} \sigma_{FP1}}},$$

где k_m — вспомогательный коэффициент; $k_m = 13$ для прямозубых передач, $k_m = 12$ для косозубых; M_{1F} — исходный расчетный крутящий момент на шес-

терне; k_F — коэффициент нагрузки для шестерни: $k_F = 1,3 \dots 1,5$, меньшие значения относятся к зубчатому колесу, расположенному между опорами симметрично; Y_{F_1} — коэффициент, учитывающий форму зуба и выбираемый по

рис. 3.10, а в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_E = z / \cos^3 \beta$ (для прямозубых колес $z_E = z$); z_1 — число зубьев шестерни; ψ_{bm} — отношение ширины колеса b к модулю m ; σ_{FP_1} — допускаемое напряжение для материала шестерни, МПа.

Допускаемое напряжение на изгиб (МПа)

$$\sigma_{FP} = 0,4 \sigma_{F_{lim} b} k_{FL} \quad (3.1)$$

где $\sigma_{F_{lim} b}$ — предел выносливости материала зубьев, МПа (табл. 3.13); k_{FL} — коэффициент режима нагружения и долговечности, учитывающий влияние режима нагружения на длительный предел выносливости при изгибе:

$$k_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{F_0}}{N_{FE}}};$$

m_F — показатель кривой усталости; N_{F_0} — базовое число циклов перемены напряжений при изгибе; N_{FE} — эквивалентное число циклов перемены напряжений. Для зубчатых колес, подвергаемых цементации или нитроцементации, принимают $m_F = 9$ и $N_{F_0} = 10^7$; для зубчатых колес с другой термообработкой $m_F = 6$ и $N_{F_0} = 4 \cdot 10^6$. Если при частоте вращения n_i (об/мин) зубчатое колесо работает в течение t_i часов, за расчетный срок службы передачи t_Σ суммарное число циклов перемены напряжений в зубе

$$N_\Sigma = 60 \sum n_i t_i = 60 t_\Sigma \sum n_i \frac{t_i}{t_\Sigma}.$$

Если нагрузка постоянна, принимают $N_{FE} = N_\Sigma$. Если же нагружение ступенчатое и при нагрузке M_{1i} число циклов перемены напряжений в зубе равно $n_{\Sigma i}$, то

$$N_{FE} = N_\Sigma \sum \left(\frac{M_{1i}}{M_{1F}} \right)^{m_F} \frac{n_{\Sigma i}}{N_\Sigma}.$$

Если $N_{FE} < N_{F_0}$, коэффициент k_{FL} определяют по графику (рис. 3.10, б). При $N_{FE} \leq 5 \cdot 10^4$ берут $k_{FL} = 1,8$ (если $m_F = 9$) или $k_{FL} = 2,1$ (если $m_F = 6$). При $N_{FE} \geq N_{F_0}$ принимают $k_{FL} = 1$. Значения k_{FL} для других случаев приведены в [82].

Для реверсивных зубчатых передач допускаемое напряжение уменьшают на 25 % по сравнению с вычисленным по зависимости (3.1).

Т а б л. 3.13. Предел выносливости зубьев $\sigma_{H \text{ lim } b}$ и коэффициент безопасности S_H при расчете на контактную выносливость

Вид термообработки	Марка стали	Твердость HRC ₉		Модуль колеса m , мм	Толщина уп- роченного слоя, мм	$\sigma_{H \text{ lim } b}$, МПа	S_H
		поверхности зубьев	сердцевины зубьев				
Нормализация, улучшение	40X, АЦ40X	217...280 HB		1...10	—	$2 H_{HB} + 70$	
Объемная закалка	40X, АЦХНМ 50XНМ	40...55		1...4 4...6	—	$18 H_{HRC} + 150$	1,1
Закалка с нагревом ТВЧ сквозная, по рабо- чим поверхностям, кон- турная	40X, АЦ40X	48...52		1,5...12	Больше 0,2 m	1050	
Цементация с закалкой	12XН3А	58...62	30...40	1,5...6		1380	
	20XН3А	58...62	32...43	6...10	(0,2... 0,25) m	1380	
	20X	56...60	27...32	1,5...4		1300	1,2
	18XГТ	56...60	30...43	1,5...6		1300	
Нитроцементация с закалкой	25XГМ	58...60	32...45	1,5...4	(0,13... 0,2) m	1350	
	25XГТ	56...60	27...35	1,5...4			
Азотирование	30ХЭМФ	700...800 HV	Больше 24	1...6	(0,1... 0,13) m	1050	
	40ХФА	530...600 HV	Больше 24	1...6			

Проектный расчет передач на контактную выносливость зубьев. Исходя из заданного передаточного числа u ($u \geq 1$) и отношения ψ_{bd} рабочей ширины венца передачи b_w к начальному диаметру шестерни d_{w1} определяют, соблюдается ли соотношение

$$d_{w1} \geq k_d \sqrt[3]{\frac{M_{1H} k_H}{\psi_{bd} \sigma_{HP}^2} \frac{u+1}{u}},$$

где k_d – вспомогательный коэффициент; $k_d = 770$ для прямозубых передач, $k_d = 360$ для косозубых передач; k_H – коэффициент нагрузки: $k_H = 1,3 \dots 1,5$.

Допускаемое контактное напряжение для прямозубых передач определяют отдельно для шестерни и колеса по зависимости

$$\sigma_{HP} = 0,9 \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H}. \quad (3.2)$$

Здесь $\sigma_{H\lim b}$ – базовый предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений (табл. 3.13); S_H – коэффициент безопасности (табл. 3.13).

В качестве допускаемого контактного напряжения для косозубой передачи принимают условное напряжение

$$\sigma_{HP} = 0,45 (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}).$$

Напряжения σ_{HP1} и σ_{HP2} для шестерни и колеса определяют по зависимости (3.2) с учетом того, что должны выполняться соотношения $v < 20$ м/с, $\sigma_{HP} < 1,25 \sigma_{HP\min}$, где $\sigma_{HP\min}$ – меньшее значение σ_{HP1} и σ_{HP2} .

Проверочный расчет цилиндрических зубчатых передач на выносливость зубьев при изгибе. Удельная расчетная окружная сила (Н)

$$W_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b} k_{Fv} k_{F\beta} k_{Fa} = \frac{2000 M_{1F}}{bd_1} k_{Fv} k_{F\beta} k_{Fa},$$

где F_{Ft} – расчетная окружная сила, Н; b – ширина венца по основанию зуба; k_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, которая возникает вследствие колебаний масс колес и ударов в зацеплении (табл. 3.14); $k_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, которая возникает вследствие погрешностей изготовления колес, упругих деформаций валов, зазоров в подшипниках (табл. 3.15); k_{Fa} – коэффициент, учитывающий при расчете косозубых передач распределение нагрузки между зубьями: $k_{Fa} = 0,7 \dots 0,9$, если коэффи-

Т а б л. 3.14. Коэффициенты k_{Fv} и k_{Hv} динамической нагрузки

Степень точно- сти	$\frac{a_w}{u}$, мм	Значения k_{Fv} при окружной скорости, v , м/с						
		1...3	3...6	6...9	9...12	12...15	15...18	18...24
5	10...100	1	1,05	1,05	1,1	1,1	1,15	1,15
	100...200	1	1,05	1,1	1,15	1,15	1,2	1,3
6	10...100	1	1,05	1,1	1,1	1,15	1,2	1,25
	100...200	1,05	1,1	1,15	1,2	1,2	1,3	1,35
7	10...100	1	1,05	1,1	1,15	—	—	—
	100...200	1,05	1,1	1,15	1,25	—	—	—
8	10...100	1	1,1	1,15	—	—	—	—
	100...200	1,05	1,15	1,2	—	—	—	—

П р и м е ч а н и я: 1. Коэффициенты k_{Fv} приведены для нормально и тяжело нагруженных зубчатых передач ($F_t/b \geq 50$ Н/мм).

2. Значения k_{Fv} для косозубых колес следует определять путем уменьшения в 2 раза динамической надбавки, учитываемой для прямозубых колес. Например, если для прямозубых колес $k_{Fv} = 1,2$, то для косозубых $k_{Fv} = 1,1$.

3. Коэффициенты k_{Hv} для прямозубых колес, имеющих зубья с твердостью поверхностей $H_1 > 350$ НВ и $H_2 > 350$ НВ, совпадают с коэффициентами k_{Fv} .

4. Коэффициенты k_{Hv} для прямозубых колес при $H_2 \leq 350$ следует определять уменьшением в 2 раза динамической надбавки, взятой по таблице.

5. Коэффициенты k_{Hv} для косозубых колес при $H_1 > 350$ НВ и $H_2 > 350$ НВ следует определять уменьшением в 2 раза динамической надбавки, взятой по таблице, а при $H_2 \leq 350$ — уменьшением этой надбавки в 4 раза.

коэффициент осевого перекрытия колес $\epsilon_\beta > 1$; k_{Fa} берут равным y_ϵ для прямозубых колес, если $\epsilon_\beta \leq 1$; M_{1F} — расчетный крутящий момент, Н·м; d_1 — делительный диаметр шестерни, мм.

Расчетное напряжение изгиба зубьев

$$\sigma_F = \frac{W_{Ft}}{m} Y_F Y_\epsilon Y_\beta,$$

где Y_F — коэффициент формы зуба; Y_ϵ — коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев при расчете прямозубых передач (первоначально принимают $Y_\epsilon = 1$ и таким образом напряжение определяют в предположении, что нагрузка передается одной парой зубьев); Y_β — коэффициент, учитывающий наклон зуба при расчете косозубых передач: $Y_\beta = 1 - \beta/140$.

Допускаемое напряжение при расчете зубьев на выносливость при изгибе

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} k_{Fg} k_{Fa} k_{Fc} k_{xv} k_{FL} Y_S Y_R, \quad (3.3)$$

Т а б л. 3.15. Коэффициенты $k_{F\beta}$ и $k_{H\beta}$

Расположение передач																
$\frac{b}{d_1}$		вблизи опоры ($\psi_{II} \leq 0,3$)						консольное								
		Жесткость вала														
		любая			высокая			средняя			высокая			средняя		
Степень точности по ГОСТ Н 36-1-74																
$\frac{b_w}{d_{w1}}$		5,6	7	8	5,6	7	8	5,6	7	8	5,6	7	8	5,6	7	8
$k_{F\beta} \cdot k_{H\beta}$																
0,2	1	1,05	1,07	1,07	1,05	1,07	1,1	1,1	1,1	1,12	1,15	1,1	1,1	1,15	1,2	1,25
0,3	1,05	1,07	1,1	1,1	1,08	1,1	1,15	1,18	1,2	1,25	1,3	1,2	1,25	1,2	1,3	1,35
0,4	1,05	1,1	1,15	1,15	1,1	1,15	1,2	1,2	1,25	1,3	1,3	1,2	1,25	1,3	1,4	1,45
0,6	1,1	1,15	1,2	1,2	1,15	1,2	1,3	1,3	1,35	1,45	1,45	1,3	1,35	1,45	1,6	1,65
0,8	1,1	1,2	1,3	1,3	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6	1,6	1,4	1,5	1,6	1,8	1,9
1	1,15	1,25	1,35	1,35	1,25	1,35	1,5	1,5	1,6	1,75	1,75	1,4	1,5	1,6	1,8	1,9
1,2	1,15	1,3	1,45	1,45	1,3	1,45	1,6	1,6	1,7	1,9	1,9	1,4	1,5	1,6	1,8	1,9
1,6	1,2	1,35	1,6	1,6	1,4	1,6	1,8	1,8	1,9	1,9	1,9	1,4	1,5	1,6	1,8	1,9
2	1,25	1,45	1,75	1,75	1,4	1,6	1,8	1,8	1,9	1,9	1,9	1,4	1,5	1,6	1,8	1,9

Примечания. 1. Коэффициенты $k_{F\beta}$ и $k_{H\beta}$ приведены для зубчатых колес, используемых в коробках скоростей и редукторах станков.

2. Значения $k_{F\beta}$ и $k_{H\beta}$ для косозубых колес ($\beta < 20^\circ$) следует определять путем увеличения в 1,3–1,5 раза надбавки, взятой по таблице.

3. Параметр $\psi_{II} = l/L$, где l – расстояние от середины ширины венца до ближайшей опоры; L – расстояние между опорами.

Т а б л. 3.16. Предел выносливости зубьев $\sigma_{F\lim b}$ и коэффициент безопасности S'_F при расчете на изгиб

Вид термообработки	Марка стали	Твердость HRC _э		Модуль колеса m , мм	Толщина упрочненного слоя, мм		$\sigma_{F\lim b}$, МПа		S'_F при вероятности неразрушения	
		поверх- ности зубьев	сердцеви- ны зубьев у основа- ния						0,99	свыше 0,99
1	2	3	4	5	6	7	8	9		
Нормализация, улучшение	40X; АЦ40X	217...280 HB		1...10	—	1,8 HB	1,75	2,2		
Объемная закалка	50XHM			4...6	—	550				
	40X; АЦ40X	48...52		1...4	—	500	1,85	2,3		
Закалка с нагревом ТВЧ:										
сквозная до переходной по- верхности		48...52			—	400				
		у основания зуба 217...280 HB								
сквозная с охватом dna впадины по контуру	40X; АЦ40X	48...52		1...6	1,5...3; под поверхностью впадин	500	1,75	2,2		
					(0,2...0,3) m	600				
Азотирование	30X3MФ	48...52	25...28	3,5...12		600				
	40XФА	700...800 HV	24...30	1...6	(0,1...0,13) m	650	1,75	2,2		
		530...600 HV								

Окончание табл. 3.16

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Цементация с автоматическим регулированием процесса, за- калка с повторного нагрева	12ХН3А	58...62	30...40	1,5...6		950	1,55	1,95
	20ХН3А; 20ХН2М		32...43	6...10				
Цементация, закалка с повторного нагрева	12ХН3А	56...60		1,5...6	(0,2...0,25) m	800	1,65	2,05
	20ХН3А; 20ХН2М			4...10				
	20Х		27...32	1,5...4		750	1,65	2,2
Цементация, закалка с непосредственного нагрева	18ХГТ	56...60	30...43	1,5...6	(0,2...0,25) m	750	1,65	2,2
Нитроцементация с автоматическим регулированием процесса, закалка с непосредственного на- грева	25ХГМ	58...60	32...45	1,5...2	(0,13...0,2) m	1000	1,55	1,95
	25ХГТ					750		
	25ХГМ		32...45			750	1,65	1,95
	25ХГТ	56...60	27...35	1,5...4		680		
Нитроцементация, закалка с непосредст- венного нагрева	25ХГМ	56...60	32...45		(0,13...0,2) m	750	1,65	1,95
	25ХГТ		27...35	1,5...4		680		

где $\sigma_{F_{lim} b}$ — длительный предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу отнулевых циклов перемены напряжений (табл. 3.16); k_{Fg} — коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зубьев: для нешлифованных зубьев принимают $k_{Fg} = 1$, для шлифованных — по табл. 3.17; k_{Fa} — коэффициент, учитывающий влияние упрочнения переходной поверхности зубьев в результате механической обработки; при отсутствии такого упрочнения принимают $k_{Fa} = 1$, для зубьев, упрочненных дробью или роликами, — по табл. 3.18; k_{Fc} — коэффициент, учитывающий особенности работы зубьев при передаче реверсивной нагрузки: если нагрузка действует одинаково в противоположных направлениях, то для азотированных колес $k_{Fc} = 0,85$, для других колес $k_{Fc} = 0,65...0,75$; k_{xF} — коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса: $k_{xF} = 1$ при $d_a \leq 300$ мм; $k_{xF} = 1...1,2 (d_a - 300) \cdot 10^{-4}$ при $300 \text{ мм} < d_a < 2000 \text{ мм}$;

Т а б л. 3.17. Коэффициент k_{Fg}

Вид термической обработки	Режим шлифования	k_{Fg}
Нормализация, улучшение	Черновой	1
	Чистовой	1,1
Объемная закалка, сквозная закалка с нагревом ТВЧ	Черновой	0,9...1
	Чистовой	1,05...1,15
Цементация с закалкой	Черновой	0,6
	Чистовой	0,7

Т а б л. 3.18. Коэффициент k_{Fa}

Вид термической обработки	Окончательная механическая обработка зубьев	k_{Fa}
Нормализация, улучшение	Шевингование, шлифование после термической обработки	1,1...1,3
Объемная закалка, сквозная закалка с нагревом ТВЧ и охватом дна впадины	Шевингование до закалки, шлифование после закалки	1,3...1,4
Закалка с нагревом ТВЧ до переходной поверхности	Шевингование до закалки	1,3...1,5
	Шлифование после закалки	1,2...1,4
Цементация с закалкой	Шевингование до закалки	1,1...1,2
	Шлифование после закалки	1,15...1,3
Нитроцементация с закалкой	Шевингование до закалки	1,1...1,2
	Шлифование после закалки	1,25...1,4
Азотирование	—	1

k_{FL} — коэффициент режима нагружения и долговечности; Y_S — коэффициент, отражающий чувствительность материала зубьев к концентрации напряжений; $Y_S = 1,1m^{-0,09}$; Y_R — коэффициент, учитывающий параметры шероховатости переходной поверхности зуба: $Y_R = 1,1...1,3$ в случае шлифованной поверхности; $Y_R = 1$ в других случаях; S_F — коэффициент безопасности: $S_F = S'_F \cdot S''_F$ (S'_F — коэффициент безопасности, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатого колеса и ответственность зубчатой передачи (табл. 3.16); S''_F — коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса: $S''_F = 1$ для поковок и штамповок; $S''_F = 1,15$ для заготовок из проката; $S''_F = 1,3$ для литых заготовок).

Допускаемое напряжение определяют по зависимости (3.3) отдельно для шестерни и колеса. Если хотя бы в одном случае расчетное напряжение σ_F превысит допускаемое, то для зубчатых колес 8-й и более высоких степеней точности проверяют возможность передачи нагрузки более чем одной парой зубьев. Для этого вычисляют параметр

$$\lambda = 0,42 + 5,5 \frac{f_{pbw} b}{F_{Ft} k_{Fv} k_{F\beta}},$$

где f_{pbw} — эффективная (действующая) погрешность основного шага зацепления, мкм (табл. 3.19); b — ширина венца по основанию зуба, мм; F_{Ft} — исходная удельная окружная сила, Н/мм.

Если $\lambda \geq 1$, то с учетом $\sigma_F > \sigma_{Fp}$ допускают, что усталостный излом зуба возможен. Когда $0,7 \leq \lambda < 1$, считают, что нагрузка передается более чем одной парой зубьев, и повторно определяют расчетное напряжение при $y_\epsilon = \lambda$. Если $\lambda < 0,7$, то повторный расчет выполняют при $\lambda = 0,7$.

Т а б л. 3.19. Значения погрешности f_{pbw} , мкм

Модуль колеса m , мм	Значения f_{pbw} для колес степени точности				
	4	5	6	7	8
До 3,55	3	4,8	9,4	15,4	23,8
3,55...6	3	5,8	10,6	17,8	20,2
6...10	3,6	7	13	20,2	31
Более 10	—	8,2	16,6	26,2	38,2

Расчет передач на контактную выносливость зубьев. Удельная расчетная окружная сила

$$W_{Ht} = \frac{F_{Ht}}{b_w} k_{Hv} k_{H\beta} k_{Ha} = \frac{2000 M_{1H}}{b_w d_w} k_{Hv} k_{H\beta} k_{Ha},$$

где F_{Ht} — исходная расчетная окружная сила, Н; k_{Hv} — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (см. табл. 3.14); $k_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (см. табл. 3.15); k_{Ha} — коэффициент, учитывающий при расчете косозубых колес распределение нагрузки между зубьями:

$$k_{Ha} = 1 + 0,0025 (0,17n)^4 v + 0,02(n - 6)^{1,35};$$

n — степень точности зубчатой передачи; v — окружная скорость в зацеплении, м/с; M_{1H} — исходный расчетный крутящий момент, передаваемый зацеплением, Н·м; b_w — рабочая ширина венца передачи, мм; d_w — начальный диаметр зубчатого колеса, мм.

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = z_H z_M z_\epsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \frac{u+1}{u}},$$

где z_H — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления и определяемый по рис. 3.11, а в зависимости от угла наклона зубьев β и суммарного коэффициента смещения X_Σ : $z_H = 1,76$ для прямозубых передач при $\alpha = 20^\circ$ и $X_\Sigma = 0$; z_M — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес: $z_M = 274$ для колес из стали с $E_1 = E_2 = 21,5 \cdot 10^4$ МПа; z_ϵ — коэффи-

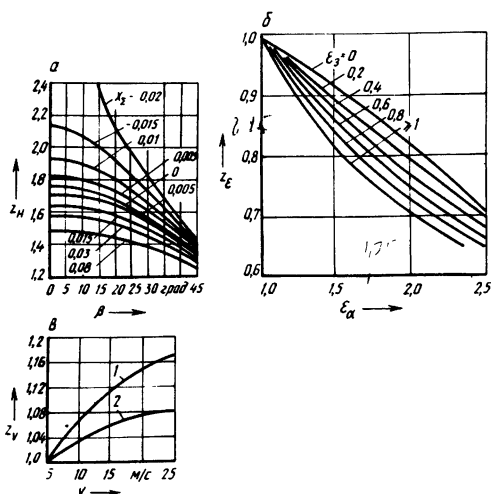


Рис. 3.11. Зависимости для определения коэффициентов:

$a - z_H$ при $x_\Sigma = \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2}$; $б - z_\epsilon$; $в - z_v$; 1 — при $H \leq 350$ НВ; 2 — при $H > 350$ НВ

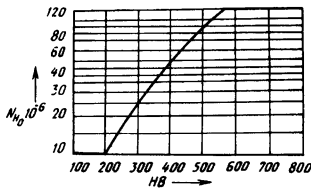


Рис. 3.12. Зависимость для определения базового числа циклов перемены напряжений

коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий и определяемый по рис. 3.11, б в зависимости от коэффициента торцового перекрытия

$$\epsilon_a = [1,88 - 3,2 (\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cos \beta$$

и коэффициента осевого перекрытия $\epsilon_\beta = b \sin \beta / (\pi m)$; u — передаточное число ($u \geq 1$); d_{w1} — начальный диаметр шестерни, мм.

Допускаемое контактное напряжение для прямоугольных передач

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_H \lim b}{S_H} z_R z_v k_L k_{xH} k_{HL} ,$$

где z_R — коэффициент, учитывающий параметр шероховатости поверхностей зубьев; $z_R = 1$ при $Ra \leq 1,25$ мкм, $z_R = 0,90 \dots 0,95$ в остальных случаях; z_v — коэффициент, учитывающий окружную скорость v и определяемый по рис. 3.11, в; k_L — коэффициент, учитывающий влияние смазочного материала; $k_L = 1$; k_{xH} — коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса; $k_{xH} = 1$ при $d_w \leq 1000$ мм; $k_{xH} = \sqrt{1,07 - 10^{-4} d_w}$; k_{HL} — коэффициент режима нагружения и долговечности:

$$k_{HL} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} ; \quad (3.4)$$

N_{H0} — базовое число перемены циклов напряжений (рис. 3.12): $N_{H0} = 120 \cdot 10^6$ при твердости поверхностей зубьев более 56 HRC₃; N_{HE} — эквивалентное число циклов перемены напряжений; при ступенчатом нагружении

$$N_{HE} = N_\Sigma \Sigma (\frac{M_{ti}}{M_{1H}})^3 \frac{n_{ti}}{N_\Sigma} ,$$

при постоянном нагружении $N_{HE} = N_\Sigma$.

Если $N_{HE} \leq N_{H0}$, коэффициент k_{HL} определяют по графику на рис. 3.10, б. При $N_{HE} > N_{H0}$ и переменном нагружении $k_{HL} = 1$, при постоян-

ном нагружении его определяют по зависимости (3.4) с $m_H = 24$ (при этом k_{HL} принимают не менее 0,9).

3.5. ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫМ РЕМНЕМ

Характеристика передачи. Передача зубчатым ремнем (рис. 3.13) по сравнению с передачами клиновым или плоским ремнем при одинаковых габаритах позволяет передавать больший крутящий момент. Благодаря отсутствию скольжения она может быть использована для синхронизации вращения рабочих органов станка, манипулятора или промышленного робота. Передачу можно использовать при малых межцентровых расстояниях, повышенном значении передаточного числа (до 5...8). Допускается работа передачи в масле.

В то же время для передачи зубчатым ремнем характерны относительно низкий КПД, повышенный шум при частоте вращения шкивов более 1500 об/мин, большая масса зубчатого ремня, относительно сложная конструкция шкивов.

Нагрузка на ремень. Исходные данные: номинальная мощность P , передаваемая ремнем, кВт; частота вращения меньшего шкива n_1 , об/мин; передаточное отношение передачи i .

Предварительно выбирают модуль передачи (мм):

$$m = 30 \sqrt[3]{P/n_1}.$$

Принимая модуль стандартным, по табл. 3.20 определяют наименьшее допускаемое число зубьев меньшего шкива z_1 , вычисляют диаметр его делительной окружности $D_1 = m z_1$ и окружную скорость ремня (м/с):

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60000}.$$

Допускаемая удельная окружная сила, передаваемая ремнем:

m , мм	2	3	4	5	7	10
F_0 , Н/см	5	10	25	35	45	60

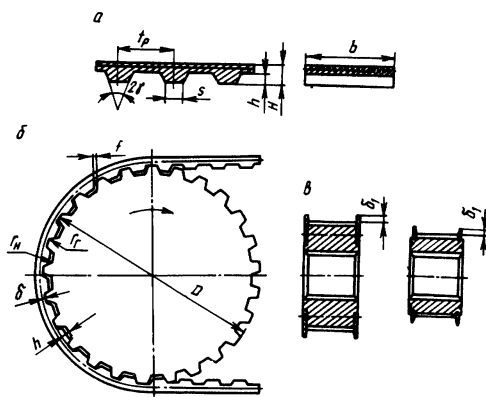


Рис. 3.13. Передача зубчатым ремнем:

a — ремень; b — схема передачи;
 $в$ — конструкции шкива

Т а б л. 3.20. Наименьшее допускаемое число зубьев меньшего шкива

Модуль ремня m , мм	Частота вращения меньшего шкива, об/мин	Число зубьев меньшего шкива z_1
2	8500	20
	7500	18
	6500	16
3	4800	18
	3400	16
	1700	14
4	3400	20
	1700	18
	1100	16
5	3400	20
	1700	18
7	1750	26
	1160	24
	800	22
10	480	20
	1750	26
	1160	24
	870	22
	480	20

Удельная расчетная сила, передаваемая ремнем (Н/см), при которой долговечность передачи составляет 3000–5000 ч,

$$F = F_0 k_i k_{z_0} k_n k_b k_p k_v k_a,$$

где k_i — коэффициент, учитывающий передаточное число передачи:

i	0,8 и более	0,8...0,6	0,6...0,4	0,4...0,3	0,3 и менее
k_i	2	0,95	0,9	0,85	0,8

k_{z_0} — коэффициент, учитывающий число зубьев на дуге обхвата меньшего шкива:

z_0	4,5	5...7	7...9	9...11	11...13
k_{z_0}	0,5...0,6	0,6...0,8	0,88...0,9	0,9...0,96	0,96...1

k_n — коэффициент, учитывающий наличие в передаче натяжного ролика: $k_n = 1$ при отсутствии ролика, $k_n = 0,9$ при наличии одного ролика, $k_n = 0,8$ при применении двух роликов; k_b — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между витками каната в зависимости от ширины ремня b :

b , мм	8	10	12,5	16	20	25	32	63	80
k_b	0,67	0,77	0,83	0,91	0,94	1	1,03	1,09	1,23

k_p — коэффициент, учитывающий влияние режима и длительности работы передачи (табл. 3.21); k_v — коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости ремня на его долговечность, а именно, снижение работоспособности зубьев ремня из-за повышения частоты их нагружения и износа:

v , м/с	До 5	5...10	10...15	15...20	20...25	25...30	более 30
k_v	1	1...0,9	0,9...0,8	0,8...0,7	0,7...0,6	0,6...0,5	0,4

k_a — коэффициент, учитывающий влияние длины ремня или межосевого расстояния a на его долговечность, а именно, повышение частоты нагружения зубьев ремней меньшей длины, их нагрев, неравномерность нагрузки по длине зубьев:

a , мм	200...250	250...350	350...500	500...700	более 700
k_a	0,80...0,85	0,85...0,88	0,88...0,94	0,94...0,98	1,0

Расчетная окружная сила, передаваемая ремнем (Н),

$$F_p = 1000P/v.$$

Ширина ремня. Расчетная ширина ремня (см)

$$b = F_p/F.$$

Ширину ремня принимают стандартной (табл. 3.22).

Длина ремня. Число зубьев и диаметр делительной окружности большего шкива

$$z_2 = z_1 i; D_2 = m z_2.$$

Длина ремня без учета его провисания

$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}.$$

Т а б л. 3.21. Значения коэффициента k_p

Станки	Кратковременная пиковая нагрузка (в процентах от номинальной)								
	до 150			до 250			до 400		
	Количество смен работы ремня								
	1.	2	3	1	2	3	1	2	3
Токарные и сверлильные	0,72	0,67	0,62	0,58	0,55	0,53	0,52	0,5	0,48
Расточные, шлифовальные, фрезерные, строгальные и долбежные	0,62	0,59	0,56	0,56	0,53	0,5	0,5	0,48	0,46

Т а б л. 3.22. Ширина ремня

Модуль m , мм	Ширина ремня, мм										
	8	10	12,5	16	20	25	32	40	50	63	80
2	+	+	+	+							
3			+	+	+	+					
4					+	+	+	+			
5						+	+	+	+		
7									+	+	+
10									+	+	+

Ближайший по длине ремень подбирают по стандарту и вычисляют уточненное межосевое расстояние

$$a = \frac{1}{4} \left[L - \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) \right] + \sqrt{\frac{1}{16} \left[L - \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) \right]^2 + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8}}.$$

Проверка ремня по давлению на его зубьях. Расчетное давление на зубьях ремня (МПа)

$$\bar{p} = \frac{10^{-6} F c_1 c_2 c_3}{z_0 b h},$$

где c_1 — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения окружной силы между зубьями ремня по дуге охвата: $c_1 = 1,7 \dots 2$; c_2 — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения давления по высоте зубьев ремня: $c_2 = 1,5$ при радиусе скругления головок зубьев шкива, равном 0,25 мм; c_3 — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения давления по длине зубьев ремня; b и h приведены в миллиметрах.

Допускаемое давление на зубьях ремня, зависящее от частоты вращения n быстроходного вала передачи:

n , об/мин	200	400	1000	2000	5000	10000
$[p]$, МПа	2	1,5	1	0,75	0,5	0,35

Особенность расчета реверсивных передач. В реверсивных передачах манипуляторов, промышленных роботов, приводов подач станков с ЧПУ появляется динамическая окружная сила

$$F_{\text{д}} = I\epsilon/R,$$

где I — приведенный к шкиву передачи момент инерции подвижных частей привода; ϵ — угловое ускорение шкива; R — радиус шкива.

Ширина ремня для реверсивной передачи

$$b = F_{\text{д}} / (kF_0),$$

где $k = 1 \dots 1,5$.

Предварительное натяжение ремня. Предварительное натяжение необходимо для того, чтобы при нагружении передачи сохранилось натяжение ведомой ветви и зубья ремня нормально входили во впадины ведомого шкива. Сила предварительного натяжения должна составлять 0,4–0,6 расчетной окружной силы F_p .

Параметры шкива. Для передачи с зубчатым ремнем их принимают следующими (рис. 3.13, табл. 3.23):

модуль передачи (мм)

$$m = t_p / \pi ;$$

диаметр окружности выступов (мм)

$$D = mz - 2\delta + k ;$$

высота зуба h_1 — по табл. 3.24;

Т а б л. 3.23. Основные размеры ремней, мм

Модуль m	t_p	h	s	H , не более	δ
2	6,283	1,2	2	3	0,6
3	9,425	1,8	3	4	0,6
4	12,566	2,4	4	5	0,6; 1,3
5	15,708	3	5	6	1,3
7	21,991	4,2	7	8	1,3
10	31,416	6	10	11	1,3

Т а б л. 3.24. Размеры зубьев шкива и значения s_1, f и δ , мм

Модуль m	h_1	s_1	r_{Γ}	r_H	δ
2	1,9	2,23	0,5	0,5	0,6
3	2,7	3,42	0,7	1	0,6
4	3,8	4,47	1	1,3	0,6
5	4,5	5,7	1,3	1,5	1,3
7	6,2	8,03	1,7	2	1,3
10	8,5	11,63	2,5	2,5	1,3

угол впадины $2\gamma = 50^\circ$;
 окружной шаг по средней линии зубьев (мм)

$$t = t_p - \frac{2\pi}{z} \left(\delta + \frac{h_1}{2} \right);$$

толщина зуба (мм)

$$s = t - s_1 - 1,1f;$$

радиус головки зуба r_r — по табл. 3.24;

радиус ножки зуба r_n — по табл. 3.24;

длина зуба (мм)

$$B = b + m.$$

На меньшем шкиве делают реборду высотой δ_1 , равной модулю m для ремней с модулем от 2 до 7 мм или 8 мм для ремней с модулем 10 мм (рис. 3.13).

3.6. ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ МУФТЫ

Параметры технической характеристики муфт... Электромагнитные муфты применяются в автоматических коробках скоростей, приводах подачи и вспомогательных перемещений. Они также служат в качестве тормозов и сцепных устройств. В серию ЭИМ входят муфты контактного типа исполнения 2 (ЭИМ...2), бесконтактные исполнения 4 (ЭИМ...4), тормозные исполнения 6 (ЭИМ...6). Серию образуют муфты 13 габаритов: от 04 до 16. С увеличением габарита муфты возрастают ее размеры и параметры силовой характеристики.

Для электромагнитных муфт установлены контрольные и информационные значения параметров технической характеристики. Контрольные значения параметров характеризуют новую муфту при нормированной температуре и номинальном напряжении тока, используются при проверке и приемке новых муфт. Информационные значения ряда параметров отличаются от контрольных вследствие изменения качества муфты при приработке и износе фрикционных дисков в процессе эксплуатации, они зависят также от температуры муфты и масла.

При конструировании механизмов станка муфты выбирают по информационным значениям показателей технической характеристики. Если информационное значение мало отличается от контрольного, термины "информационный" и "контрольный" опускаются. Расчетные параметры, не регламентированные техническими условиями, называются справочными.

Основные параметры технической характеристики муфт приведены в табл. 3.25, где M_n — номинальный передаваемый момент, т.е. номинальное (информационное) значение передаваемого муфтой момента при отсутствии скольжения между дисками; M_b — номинальный вращающий момент, т.е. номинальное (информационное) значение вращающего (динамического) момента включенной муфты при наличии скольжения между дисками, имеющего место при разгоне, реверсе или торможении узла станка; $M_{o.в}$ — остаточный вращающий момент, т.е. информационное значение остаточного момента

Т а б л. 3.25. Основные параметры технической характеристики муфт серии Э1М

Габарит муфты	M_H , Н·м	M_B , Н·м	$M_{O.B}$, Н·м	ω , рад/с		ΔP , Вт	
	для муфт исполнений						
	2,4	6	2, 4, 6	2	4,6	2,6	4
04	16	10	0,1	600	800	50	75
05	25	16	0,15	500	700	80	120
06	40	25	0,25	450	600	100	150
07	63	40	0,4	400	500	140	210
08	100	63	0,7	350	450	180	270
09	160	100	1	300	400	210	315
10	250	160	1,2	280	360	250	375
11	400	250	2	250	330	300	450
12	630	400	2,5	220	300	350	525
13	1000	630	4	200	290	470	705
14	1600	1000	6,5	180	270	600	900
15	2500	1600	8	160	250	750	1125
16	4000	2500	10	140	214	1000	1500

вращения, развиваемого отключенной муфтой при наличии скольжения между дисками; ω — максимально допустимая частота вращения, справочный параметр; ΔP — теплорассеивающая способность муфты, т.е. максимально допустимая средняя мощность, рассеиваемая муфтой в повторно-кратковременном режиме с частотой $z \geq z_H$; z_H — частота включений, обеспечивающая усреднение потерь.

Конструкции муфт. Э л е к т р о м а г н и т н а я м у ф т а Э1М...2 контактного типа (рис. 3.14, табл. 3.26) устроена следующим образом. Между втулкой 9 и корпусом 2, соединенными между собой немагнитным сварочным швом 1, имеется магнитоизолирующий кольцевой зазор Б. В корпус встроена катушка 3, ток к которой подводится через кольцо 4. Пакет магнитопроводящих фрикционных дисков состоит из дисков двух типов. Внутренние диски 6 расположены на эвольвентных шлицах, нарезанных на втулке 9. Наружные диски 5 имеют 5—8 пазов шириной b , в которые входят выступы поводка, соединяющего муфту с деталью механизма. При подаче тока в катушку магнитный поток замыкается через корпус 2, пакет дисков, зазор шириной f и якорь 7. Диски и якорь притягиваются к полюсам корпуса таким образом, что между дисками возникает фрикционное сцепление и от втулки через внутренние и наружные диски момент передается на поводок. После отключения муфты происходит ее расцепление благодаря упругости наружных дисков, боковые поверхности которых не совсем плоские, они имеют жесткую "волну" специальной формы. При этом якорь отходит вправо до упора в бронзовое кольцо 8. Отверстие А предназначено для подвода к дискам смазочного материала.

Конструкция щеткодержателя приведена на рис. 3.15. Щетка 4 удерживается в корпусе 3. Постоянный ток напряжением 24 В от положительного по-

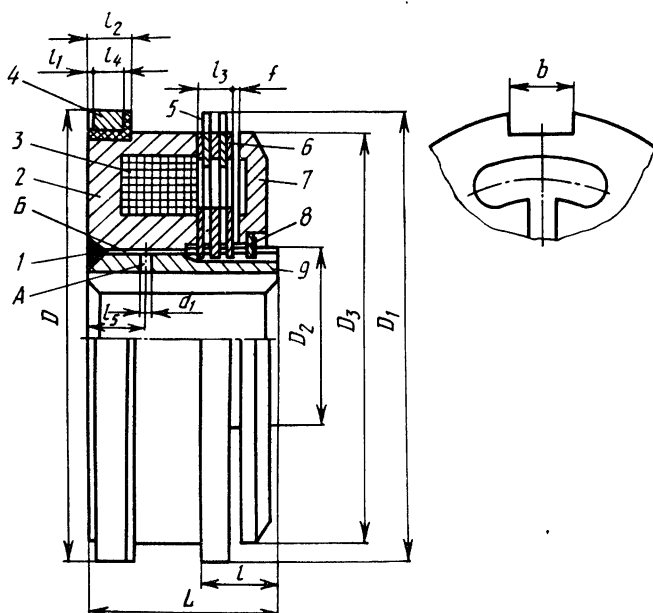


Рис. 3.14. Электромагнитная муфта ЭИМ...2

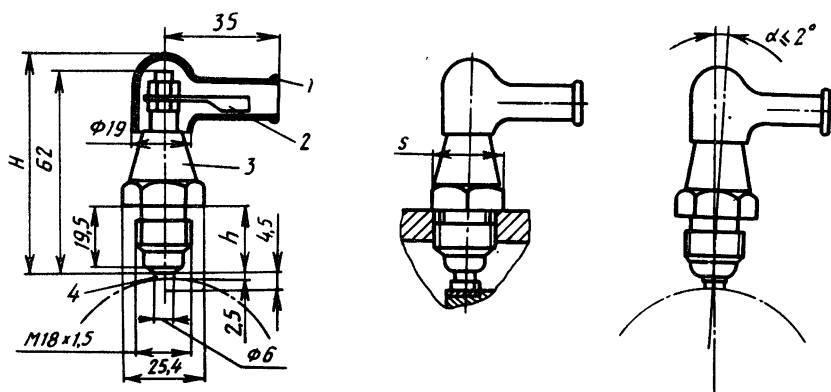


Рис. 3.15. Щеткодержатель

люса источника питания подводится к ней через наконечник 2, к которому присоединяется токопроводящий провод. Наконечник защищен колпачком 1. Размер H может быть равным 66,5 мм, 87, 107, 127 или 147 мм, а h соответственно 19,5 мм, 40, 60, 80 или 100 мм. Ось щеткодержателя направляют по радиусу токосъемного кольца. При окружной скорости кольца меньше 10 м/с ставят один щеткодержатель, при 10...20 м/с — два щеткодержателя с взаимно перпендикулярными осями.

Электромагнитная муфта ЭИМ...4 бесконтактного типа (рис. 3.16, табл. 3.27) имеет магнитопровод, состоящий из вращающегося

Т а б л. 3.26. Основные размеры электромагнитных муфт ЭИМ...2, мм

Габарит муфты	D	D ₁	D ₂	D ₃	L	l	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄	l ₅	Ход f	d ₁	b	Число па- зов	Число дис- ков наруж- ных и внут- ренних
04	72	72	28	67	30	10,7	1,5	13	4,9	10	7	1	3	10	4	3/4
05	80	78	32	70	32	11	1,5	14	4,9	10	7	1,1	3	10	6	3/4
06	90	88	35	80	35	12,5	1,5	16	5,6	12	10	1,2	3	12	6	3/4
07	100	98	42	90	38	15	1,5	16	7,2	12	10	1,6	3	12	6	4/5
08	110	110	50	100	42	16	1,5	18	7,2	14	10	2,1	4	12	6	4/5
09	120	120	55	110	45	18,5	1,5	20	9	16	10	2,3	4	16	6	4/5
10	135	135	60	125	52	22	1,5	22	11	18	12	3,2	4	16	6	5/6
11	150	150	70	140	60	23,5	2	25	10,8	20	12	3,3	4	16	8	5/6
12	170	170	80	160	68	27	2	28	13,2	22	13	4,1	4	20	8	6/7
13	190	190	100	180	78	32,5	2	31	17,6	25	18	3,6	5	20	8	6/7
14	215	215	110	200	90	37,5	2	34	20,8	28	18	4	5	20	8	6/7
15	240	240	130	220	100	43	2	38	24	32	20	5,5	6	25	8	7/8
16	270	270	140	250	110	49	2	42	27,2	35	20	7,3	6	25	10	8/9

Т а б л. 3.27. Основные размеры электромагнитных муфт ЭИМ...4, мм

Габарит муфты	D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	D ₆	L	l	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄	l ₅	Ход, f	d	h, не бо- лее	b	Число пазов	Число дис- ков наруж- ных и внут- ренних
04	72	72	28	67	37,5	65	50	36	10,7	2	15	4,9	3	7	1,2	M5	3	4	4	3/4
05	80	78	32	70	41	75	60	38	11	2	15	4,9	3,3	7	1,1	M5	3	4,5	10	3/4
06	90	88	35	80	46,5	85	70	42,5	12,5	2	18	5,6	3,3	10	1,2	M5	3	5	12	3/4
07	100	98	42	90	54	95	80	45	15	3	20	7,2	3,8	10	1,6	M5	3	5	12	4/5
08	110	110	50	100	61,4	100	90	48	16	3	24	7,2	4,5	10	2,1	M5	4	7	12	4/5
09	120	120	55	110	69	110	100	55	18,5	3	26	9	4	10	2,3	M5	4	6	16	4/5
10	135	135	60	125	78,2	125	110	60	22	3	26	11	4	12	3,2	M6	4	6,5	16	4/5
11	150	150	70	140	90	140	120	68	23,5	4	32	10,8	5,5	12	3,3	M6	4	9	16	5/6
12	170	170	80	160	104,2	160	140	74	27	4	39,5	13,2	5,5	13	4,1	M6	4	9	20	6/7
13	190	190	100	180	123,2	180	165	86	32,5	5	32	17,6	5,5	18	3,6	M8	5	11	20	6/7
14	215	215	110	200	132,2	200	180	100	37,5	5	42,5	20,8	5,5	18	4	M8	5	14	20	6/7
15	240	240	130	220	152	220	200	110	43	5	58	24	5,5	20	5,5	M8	6	14	25	7/8
16	270	270	140	250	168	250	230	120	49	5	55	27,2	5,5	20	7	M10	6	18	25	8/9

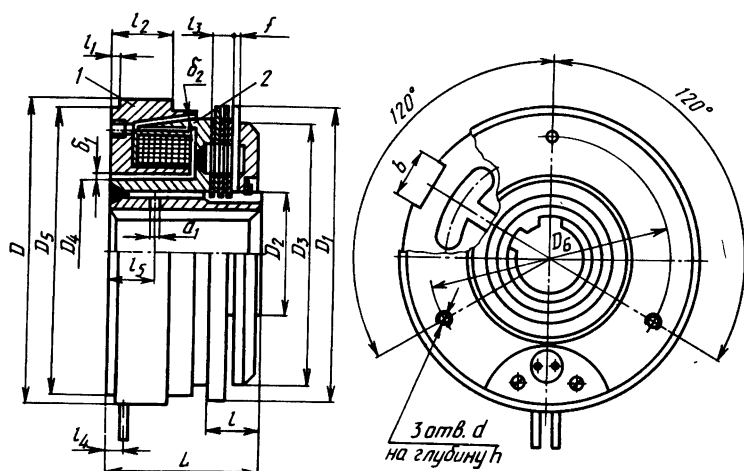


Рис. 3.16. Электромагнитная муфта Э1М...4

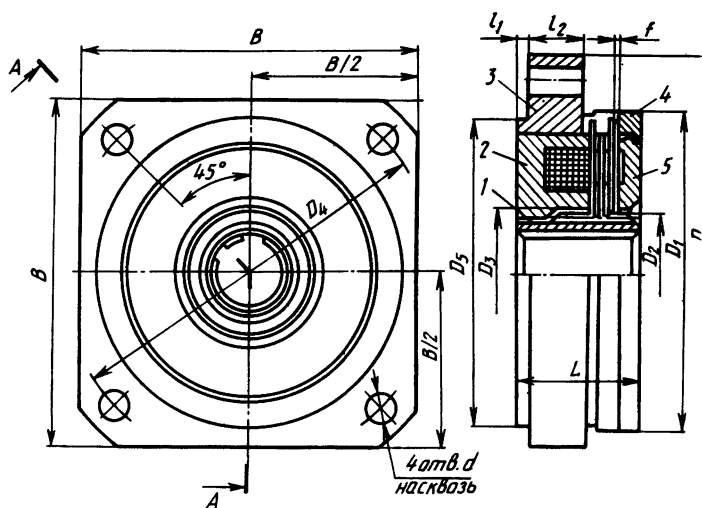


Рис. 3.17. Электромагнитная муфта Э1М...6

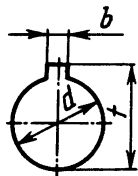
корпуса 2 и неподвижного катушкодержателя 1, разделенных зазорами шириной δ_1 и δ_2 , предназначенными для снижения теплопередачи от фрикционных дисков к катушке.

Применение муфты Э1М...4 более предпочтительно по сравнению с муфтой Э1М...2. Муфту Э1М...4 рекомендуется применять при высокой частоте вращения, частых включениях, затрудненном для осмотра доступе. Муфту Э1М...2 следует использовать в тех случаях, когда названные условия не имеют места, а муфту Э1М...4 встроить в узел затруднительно.

Т а б л. 3.28. Основные размеры электромагнитных тормозных муфт ЭИМ...6, мм

Габарит муфты	D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	L	B	l ₁	l ₂	d	Ход f	Число дисков на- ружных и внут- ренних
04	105	75	28	29	25	70	30	80	3	15,5	9	1	4/3
05	115	85	32	33	29	80	32	90	3	16	9	1,1	4/3
06	125	95	35	36	32	90	35	100	3	16	9	1,2	4/3
07	140	105	42	43	37	100	38	110	3	16	11	1,8	5/4
08	150	115	50	41	44	110	42	120	4	16	11	2,3	5/4
09	170	130	55	57	50	120	45	135	4	16	13	2,5	5/4
10	185	145	60	62	56	135	52	150	4	20	13	3,5	6/4
11	215	165	70	72	65	150	60	170	5	20	17	3,2	6/5
12	235	185	80	82	76	170	68	190	5	20	17	4,3	7/6
13	255	205	100	103	97	190	78	210	5	25	17	4	7/6
14	290	225	110	112	106	210	90	230	5	25	21	4,2	7/6
15	310	245	130	134	126	230	100	250	5	25	21	5,5	8/7
16	355	280	140	144	136	265	110	285	5	25	21	7,3	9/8

Т а б л. 3.29. Размеры шпоночных посадочных отверстий группы А, мм



Габарит муфты	Группа отверстий 1А			Группа отверстий 2А			Группа отверстий 3А		
	d	b	t	d	b	t	d	b	t
04	18	5	19,8	16	5	18,3	14	5	16,3
05	20	5	22,3	18	5	19,9	16	5	18,3
06	22	5	23,9	20	6	22,3	18	5	19,9
07	25	6	27,3	22	6	24,3	20	6	22,3
08	30	8	32,6	25	8	27,6	22	6	24,3
09	35	10	37,9	30	8	32,6	25	8	27,6
10	40	10	42,9	35	10	37,9	30	8	32,6
11	50	14	53,3	40	12	42,9	35	10	37,9
12	60	14	63,3	50	16	53,6	40	12	42,9
13	80	16	82,9	70	16	74,3	60	14	64
14	90	18	92,9	80	18	84,4	70	16	74,3
15	100	18	104,4	90	18	94,4	80	18	84,4
16	110	25	115,4	100	25	105,4	90	25	95,4

П р и м е ч а н и е. Диаметр d выполняется с отклонением Н7, ширина паза b — с отклонением Н9.

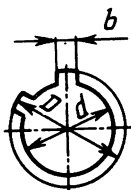
Э л е к т р о м а г н и т н а я т о р м о з н а я м у ф т а ЭИМ...6 (рис. 3.17, табл. 3.28) имеет поводок 3 в виде фланца, насаженного на корпус 2. Выступы фланца, прикрепленного к корпусу узла, входят в пазы, имеющиеся на наружных дисках. Внутренние диски насажены на шплицевую часть втулки 1. Якорь 5 расположен в кольце 4, прикрепленном к поводку 3. Последний прикрепляется к стенке узла одной из своих торцовых плоскостей. При включении муфты тормозной момент, прикладываемый к валу и равный ее вращающему моменту, замыкается на корпус механизма. По окончании торможения вал удерживается моментом, равным передаваемому моменту муфты.

Сопряжение муфт с валом. Посадочное отверстие муфты может относиться к одной из трех групп: гладкие (группа А); шлицевые с центрированием по наружному диаметру шлицев (группа Н); шлицевые с центрированием по внутреннему диаметру шлицев (группа В). Размеры посадочных отверстий приведены в табл. 3.29—3.31.

Встройка муфт в механизмы. Муфту ЭИМ...2 фиксируют на валу в осевом направлении с помощью втулок. Соседний с муфтой торец поводка должен быть расположен от торца муфты на расстоянии 4...10 мм.

Катушкодержатель муфты ЭИМ...4 должен быть удержан от вращения. Его устанавливают в расточке крышки 2, закрепленной в корпусе 3, и фиксируют

Т а б л. 3.30. Размеры шлицевых посадочных отверстий группы Н, мм



Габарит муфты	Группа отверстий 1Н				Группа отверстий 2Н				Группа отверстий 3Н			
	<i>D</i>	<i>d</i>	<i>b</i>	Число зубьев	<i>D</i>	<i>d</i>	<i>b</i>	Число зубьев	<i>D</i>	<i>d</i>	<i>b</i>	Число зубьев
04	20	16	4	6	16	13	3,5	6	14	11	3	6
05	22	18	5	6	20	16	4	6	16	13	3,5	6
06	25	21	5	6	22	18	5	6	20	16	4	6
07	30	26	6	6	25	21	5	6	22	18	5	6
08	34	28	7	6	30	26	6	6	25	21	5	6
09	40	36	7	8	34	28	7	6	30	26	6	6
10	46	42	8	8	40	36	7	8	34	28	7	6
11	54	46	9	8	46	42	8	8	40	36	7	8
12	65	56	10	8	54	46	9	8	46	42	8	8
13	82	72	12	10	72	62	12	8	65	56	10	8
14	92	82	12	10	82	72	12	10	72	62	12	8
15	102	92	14	10	92	82	12	10	82	72	12	10
16	112	102	16	10	102	92	14	10	92	82	12	10

П р и м е ч а н и е. Диаметр *D* выполняется с отклонением Н7, диаметр *d* — с отклонением Н12, ширина шлица *b* — с отклонением F8.

винтом *I* (рис. 3.18). При встройке муфты ЭИМ...6 втулку шлицевой частью помещают со стороны якоря муфты.

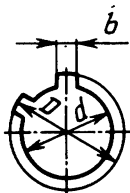
Муфты можно устанавливать не только на горизонтальных, но и на вертикальных валах. В последнем случае их помещают якорем вниз, а муфты малых габаритов (0 4...08) — якорем вниз или вверх. При этом максимально допустимая частота вращения составляет соответственно 0,7—0,8 или 0,4—0,5 от указанных в табл. 3.25.

Смазывание узлов с электромагнитными муфтами. В узлы с электромагнитными муфтами смазочный материал подводят для того, чтобы смазывать трущиеся поверхности их деталей, удалять продукты изнашивания и отводить теплоту, выделяющуюся вследствие потерь энергии в катушках и дисках муфт, а также в зубчатых передачах и подшипниках.

Количество теплоты (Дж), выделяющейся в течение часа при включениях муфты,

$$Q_1 = \frac{zI(n_2 - n_1)^2}{182} \frac{M_{\text{в}}}{M_{\text{в}} \pm M_{\text{с}}},$$

Т а б л. 3.31. Размеры шлицевых посадочных отверстий группы В, мм



Габарит муфты	Группа отверстий 1В				Группа отверстий 2В				Группа отверстий 3В			
	D	d	b	Число зубьев	D	d	b	Число зубьев	D	d	b	Число зубьев
04	20	16	4	6	16	13	3,5	6	14	11	3	6
05	22	18	5	6	20	16	4	6	16	13	3,5	6
06	25	21	5	6	22	18	5	6	20	16	4	6
07	30	26	6	6	25	21	5	6	22	18	5	6
08	34	28	7	6	30	26	6	6	25	21	5	6
09	40	36	7	8	34	28	7	6	30	26	6	6
10	46	42	8	8	40	36	7	8	34	28	7	6
11	54	46	9	8	46	42	8	8	40	36	7	8
12	65	56	10	8	54	46	10	8	46	42	8	8
13	82	72	12	10	72	62	12	8	65	56	10	8
14	92	82	12	10	82	72	12	10	72	62	12	8
15	102	92	14	10	92	82	12	10	82	72	12	10
16	112	102	16	10	102	92	14	10	92	82	12	10

П р и м е ч а н и е. Диаметр D выполняется с отклонением В12, диаметр d – с отклонением Н7, ширина шлица b – с отклонением 1'10.

где z – число включений муфты в течение часа; I – момент инерции приведенной массы, кг·м²; $n_2 - n_1$ – разность частот вращения масс, об/мин; M_B – вращающий момент муфты, Н·м; M_C – статический момент сопротивления, Н·м; знак "плюс" берут при ускорении массы, "минус" – при торможении.

Количество теплоты, выделяющейся в течение часа дисками, вращающимися вхолостую,

$$Q_2 = 120\pi M_H n_{\text{отн}} k,$$

где M_H – номинальный момент, передаваемый муфтой, Н·м; $n_{\text{отн}}$ – относительная частота вращения дисков, об/мин; k – коэффициент, характеризующий остаточный вращающий момент муфты: $k = 0,005 \dots 0,015$.

Количество теплоты, выделяющейся в течение часа катушками включенных муфт,

$$Q_3 = 3600P_1,$$

где P_1 – мощность, потребляемая катушками, Вт.

Количество теплоты, выделяющейся подшипниками и уплотнениями,

$$Q_4 = 3600 P_2 ,$$

где P_2 — мощность потерь в подшипниках, зубчатых передачах и уплотнениях, Вт.

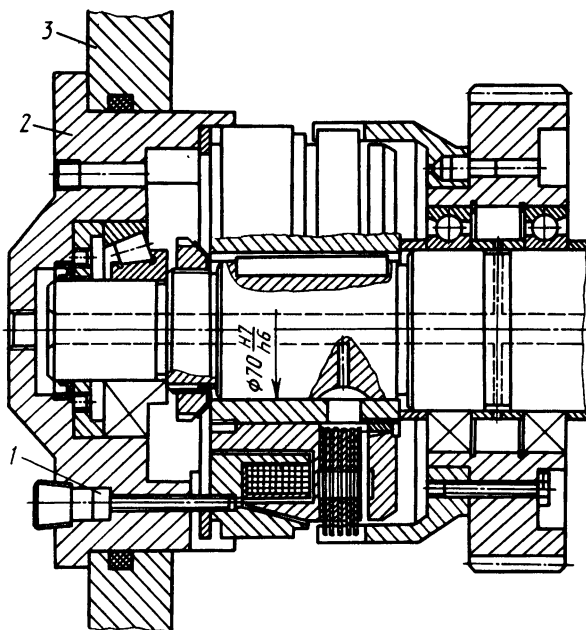


Рис. 3.18. Пример встройки электромагнитной муфты Э1М...4 в механизм

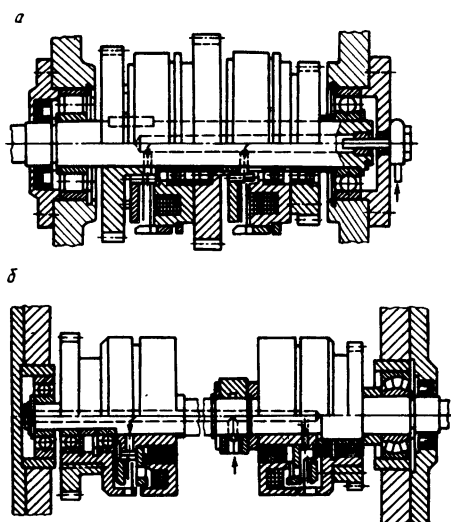


Рис. 3.19. Способы внутреннего подвода масла к электромагнитным муфтам:

а — через устройство осевого типа;
б — через устройство радиального типа

Общее количество теплоты, выделяющейся в узле электромагнитными муфтами,

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 .$$

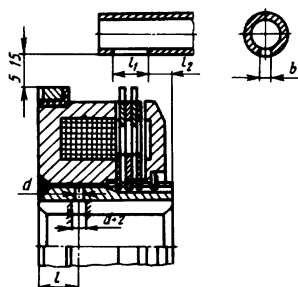
Для отвода выделенной теплоты подача масла (л/мин) к муфте системой смазывания с внутренним подводом должна составлять

$$V = \frac{Q}{60c\gamma\Delta t} ,$$

где c — удельная теплоемкость смазочного материала, Дж/(кг·К); γ — плотность масла, кг/м³; Δt — допускаемое повышение температуры масла, прокачиваемого через муфты: $\Delta t = 2...4$ К при естественном охлаждении масла в резервуаре, $\Delta t = 10...12$ К при искусственном охлаждении.

Подвод масла к электромагнитным муфтам осуществляется внутренним или внешним способом. Внутренний подвод к дискам муфты производится обычно через устройство осевого или радиального типа, центральное и радиальные отверстия, просверленные в валу, на котором находится муфта (рис.3.19).

Т а б л. 3.32. Параметры узла смазывания муфт



Габарит муфты	Размеры, мм					Подача масла, л/мин, не менее
	d	l	l_1	l_2	b	
04	3	7	7	4	0,5	0,2
05	3	7	8	4	0,5	0,3
06	3	10	9	5	0,5	0,3
07	3	10	12	5	0,5	0,4
08	4	10	13	5	0,5	0,5
09	4	10	15	6	0,8	0,8
10	4	12	19	6	0,8	1,2
11	4	12	20,5	7	1	1,6
12	4	13	23	9	1	2
13	5	18	29	10	1	2,5
14	5	18	32	10	1	3
15	6	20	37	11	1	3,5
16	6	20	42	12	1	4

При внешнем подводе струя масла направляется на диски извне и более нагретой оказывается внутренняя часть муфты. При применении внутреннего подвода усложняется конструкция узла, но обеспечивается лучшее его охлаждение и приблизительно в 3 раза снижается требуемая подача масла.

Подшипники, встроенные в электромагнитные муфты, смазываются разбрызгиванием масла или струей, которая подается на шейку вала и, отражаясь ею, попадает на подшипники. Подшипники, на которых установлены зубчатые колеса, связанные с муфтами, смазываются струей масла с подачей через радиальные отверстия, просверленные в валу.

Муфты серии ЭИМ смазывают маслом И-20А. К муфтам всех типов оно может подаваться внешним способом с помощью узла, показанного в табл. 3.32, а к муфтам ЭИМ...2 и ЭИМ...4 еще и внутренним способом — через отверстие d . Подача масла внутренним способом должна составлять 25...50 % подачи поливом (табл. 3.32).

Выбор муфт. Тип муфты выбирают с учетом рекомендаций, изложенных выше, а размер путем сравнения параметров переходного процесса в приводе с параметрами, которые могут быть обеспечены при применении данной муфты. Муфта должна удовлетворять пяти условиям.

1. Номинальный передаваемый момент муфты M_H должен быть больше максимального приведенного к ней статического момента нагрузки $M_{с\max}$, имеющего место после включения муфты: $M_H > kM_{с\max}$, где k — коэффициент запаса: $k = 1,1...1,6$ (меньшие значения принимают при более плавном изменении нагрузки). Например, если муфта применяется в главном приводе станка, момент $M_{с\max}$, приведенный к валу, на котором находится муфта, обуславливается нагрузками при резании в наиболее жестком режиме.

2. Вращающий момент муфты M_B должен быть больше максимального приведенного к муфте момента трогания механизма $M_{тр}$, т.е. $M_B > M_{тр}$.

3. Муфта должна обеспечивать заданные для механизма длительность разгона t_p , торможения t_T и реверса $t_{рев}$. Если частота вращения увеличивается от n_1 до n_2 , переходные процессы достаточно длительны, приведенный к валу, на котором находится муфта, момент сопротивления движению равен M_c , то выбранная муфта должна обеспечить время разгона механизма с приведенным моментом инерции I

$$t_p = \frac{I}{9,55} - \frac{n_2 - n_1}{0,9M_B - M_c},$$

время торможения при снижении частоты вращения от n_2 до n_1

$$t_T = \frac{I}{9,55} - \frac{n_2 - n_1}{0,9M_B + M_c},$$

а также время реверса при вращении с частотой n_2

$$t_{рев} = t_p + t_T,$$

где $t_p, t_T, t_{рев}$ в с, $\bar{I}$ в кг·м², n_1 и n_2 в об/мин, M_B и M_C в Н·м. В последнем случае t_p и t_T вычисляются при $n_1 = 0$.

4. Для предотвращения самопроизвольного перемещения механизма под действием остаточного передаваемого момента $M_{0.п}$ этот момент должен быть меньше приведенного к валу муфты минимального момента сопротивления механизма $M_{сmin}$ при движении на холостом ходу, т.е. $M_{0.п} < k_1 M_c$, где $k_1 = 0,5 \dots 0,7$.

5. Средняя мощность потерь $\Delta P_{ср}$ должна быть меньше мощности допустимых потерь ΔP для выбираемой муфты. Средние потери

$$\Delta P_{ср} = \Delta P_{тр} + \Delta P_0 \left(1 - \frac{ПВ}{100}\right) + \frac{P_k ПВ}{100},$$

где $\Delta P_{тр}$ — потери на трение; ΔP_0 — потери холостого хода; $ПВ$ — относительная продолжительность включения муфты, %; P_k — джоулевы потери в обмотке муфты.

Потери на трение (Вт) при разгоне

$$\Delta P_{тр.р} = \frac{I (n_2 - n_1)^2}{182} \cdot \frac{0,9 M_B}{0,9 M_B - M_c} \cdot \frac{z}{3600},$$

где z — число включений муфты в течение часа.

Потери на трение при торможении

$$\Delta P_{тр.т} = \frac{I (n_2 - n_1)^2}{182} \cdot \frac{0,9 M_B}{0,9 M_B + M_c} \cdot \frac{z}{3600},$$

при реверсе

$$\Delta P_{тр.рев} = \Delta P_{тр.р} + 3 \Delta P_{тр.т}.$$

Потери холостого хода

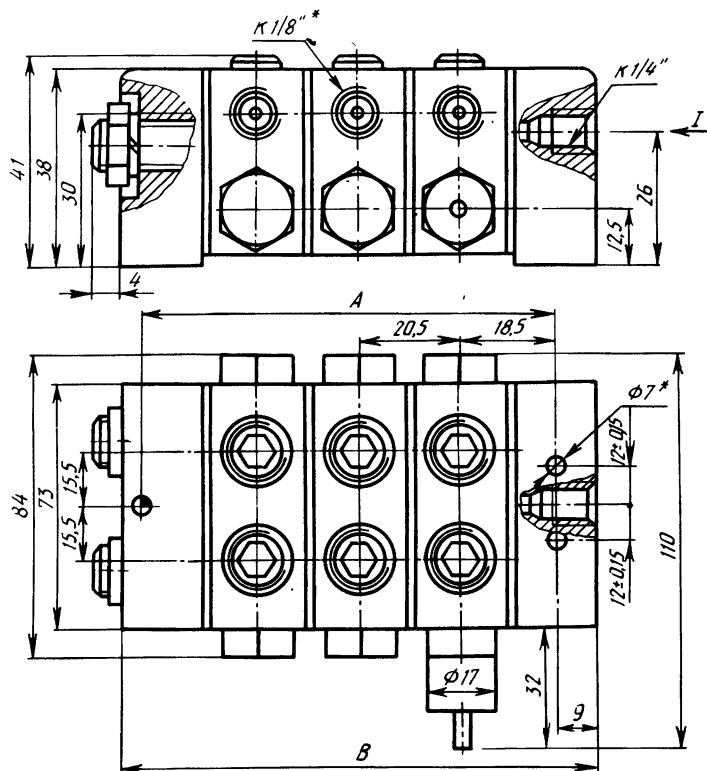
$$\Delta P_0 = 0,105 M_{ов} n_{отн},$$

где $n_{отн}$ — относительная частота вращения дисков при отключенной муфте.

3.7. СМАЗОЧНЫЕ СИСТЕМЫ

Классификация смазочных систем. Смазочной системой называют совокупность устройств для подачи смазочного материала к трущимся поверхностям и возврата его в резервуар. Индивидуальная система обеспечивает подачу смазочного материала к одной смазочной точке, централизованная — к нескольким точкам. В нераздельной системе нагнетательное устройство присоединено к смазочной точке постоянно, в раздельной оно подключается только на время подачи смазочного материала. В проточной системе жидкий или пластичный материал используется один раз. В циркуляционной системе жид-

Т а б л. 3.33. Габаритные и присоединительные размеры питателя М (0), мм



Количество промежуточных секций

A

B

3

82

97

4

103

117

5

124

138

6

145

159

7

165

179

8

188

200

кий материал после очистки подается повторно. В системах дроссельного дозирования объем смазочного материала, подаваемого к смазочной точке (доза материала), регулируется дросселем. В системах объемного дозирования могут регулироваться не только доза, но и частота подачи. В комбинированных системах могут быть предусмотрены объемное и дроссельное дозирование, одно- и двухматериальные питатели. Системы с жидким смазочным материалом в зависимости от способа его подачи к поверхностям трения могут быть разбрызгивающими, струйными, капельными, аэрозольными.

Последовательные смазочные системы. С помощью последовательной системы жидкий или пластичный смазочный материал подается дозами последова-

тельно ко всем смазываемым поверхностям. Доза масла может поступить к данной смазочной точке только после подачи его ко всем остальным точкам.

Основным элементом системы является питатель, в состав которого входят от трех до восьми плунжеров. Каждый плунжер является одновременно и дозатором и распределителем потока масла для плунжера, находящегося после него. Распределитель может начать работу при любом первоначальном положении плунжеров. В определенный момент может перемещаться только один плунжер. По окончании рабочего хода он соединяет центральный канал питателя со следующим плунжером. В отводы питателя масло поступает в последовательности 1, 2, ..., 8, указанной на рис. 3.20. Выпускают питатели типов МИ, М, МХ и МГ с подачами 0,08...0,48 см³/цикл, 0,16...1,12, 0,4...4,8 и

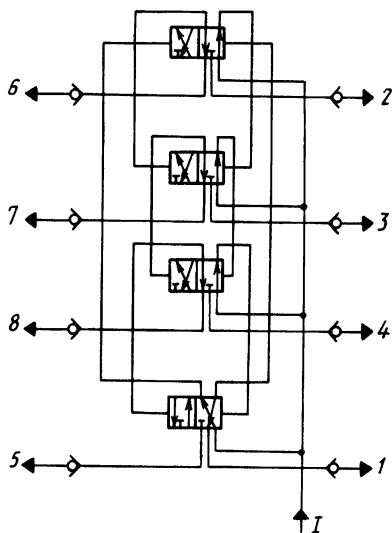


Рис. 3.20. Схема работы питателя

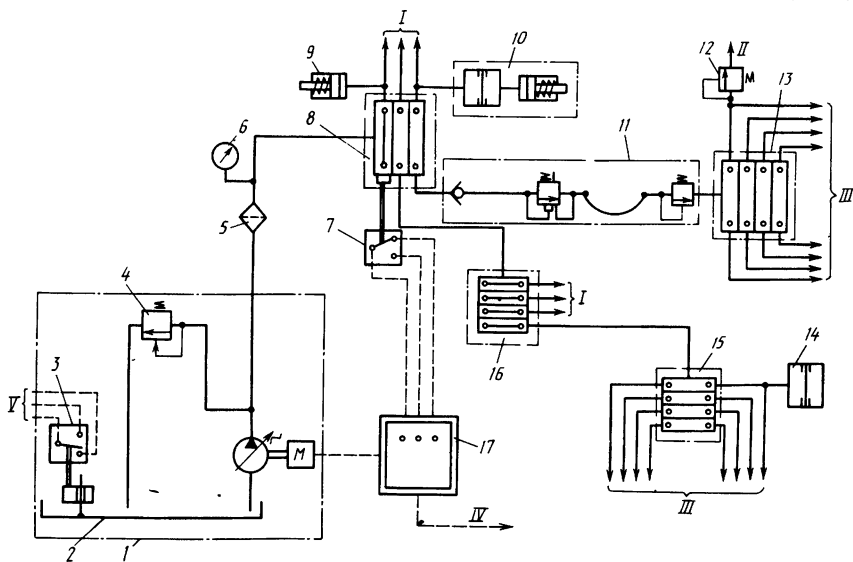


Рис. 3.21. Схема последовательной смазочной системы:

I — подводы к смазываемым точкам или вторичным питателям; II — отвод в атмосферу; III — подводы к смазываемым точкам; IV — сигнал в систему управления; V — сигнал от реле уровня

2,4...19,2 см³/цикл при номинальном давлении 6,3 МПа (в циркуляционных системах) или 20 МПа (в периодических системах). Габаритные и присоединительные размеры питателей типа М(О) приведены в табл. 3.33.

Схема последовательной смазочной системы представлена на рис. 3.21. Смазочная станция 1 с электрическим приводом, в состав которой входят резервуар 2, реле уровня 3, регулятор давления 4, фильтр 5, манометр 6, включается по команде, вырабатываемой прибором управления 17. Масло подводится к центральному питателю 8, от него — к смазочным точкам и к питателям 13 и 16 второго каскада, а затем к питателям 15 третьего каскада. После того как каждый плунжер совершит по два рабочих хода, цикл работы питателя заканчивается. В этот момент в прибор управления 17 поступает сигнал от датчика циклов 7. Смазочная станция отключается, а прибор управления начинает отсчитывать время паузы.

Если в системе появилась неисправность, например заклинивание плунжера питателя или закупорка хотя бы одной смазочной линии, сигнал от датчика циклов не поступает. Появляется световой сигнал о неисправности, смазочная станция отключается, станочное оборудование может быть заблокировано. Индикаторы блокирования 9 и 10, входящие в состав питателей, своим выдвижным штоком могут действовать на конечные переключатели, которые будут выдавать сигналы о неисправности соответствующих питателей. По этим сигналам выполняют ремонт системы. Если работа системы допустима при блокировке одного или нескольких отводов, в ней может быть использован предохранительный клапан 12 или индикатор 14 с выбросом смазочного материала наружу. Разрыв трубопровода контролируется индикатором разрыва линии 11. Последовательная смазочная система, обладающая высокой надежностью, пригодна для станочного оборудования с большим числом смазочных точек.

Элементы последовательной системы показаны на рис. 3.22. Смазочный материал, подводимый от питателя 1 к индикатору разрыва линии, поступает к смазочной точке или во вторичный питатель 5. При понижении давления в линии 3 из-за ее разрыва плунжер указателя 2 опускается, а плунжер клапана 4 поднимается, в результате чего проход масла к смазочной точке закрывается. В следующем цикле работы питателя давление перед указателем 2 повышается и с помощью реле давления, на который действует его плунжер, выдается сигнал на отключение оборудования. При повышении давления в системе срабатывание индикатора давления (рис. 3.22, б) происходит в результате разрыва диафрагмы 6, а предохранительный клапан (рис. 3.22, в) выдает сигнал при перемещении плунжера 7.

Импульсные смазочные системы. С помощью импульсной системы (рис. 3.23) смазочный материал ко всем поверхностям трения подается одновременно. В ее состав входят смазочная станция, контрольно-регулирующая аппаратура и импульсные питатели, подключенные к смазочной станции параллельно. После одновременного срабатывания всех питателей давление в напорной линии повышается. Через определенное время по команде прибора управления электродвигатель смазочной станции выключается, напорная линия соединяется с баком, давление в ней снижается, питатели перезаряжаются. В следующем цикле доза масла от каждого питателя поступает к смазочным точкам.

Рассмотрим элементы импульсных смазочных систем. С м а з о ч н а я

с т а н ц и я (рис. 3.24) состоит из электродвигателя 1, шестеренного насоса 5, воздушного 3 и заливного 4 фильтров, реле уровня 6, клапанной коробки 2. При включении электродвигателя масло подается во входное отверстие А клапанной коробки (рис. 3.25). Преодолевая сопротивление пружины 2, клапан 3 отходит влево, и масло от насоса поступает в выходное отверстие Б. При выключении электродвигателя клапан перемещается вправо. Опорожнению магистрали смазывания препятствует подпорный клапан 1. С помощью винта 5 предохранительный клапан 4 настраивают на давление около 3 МПа.

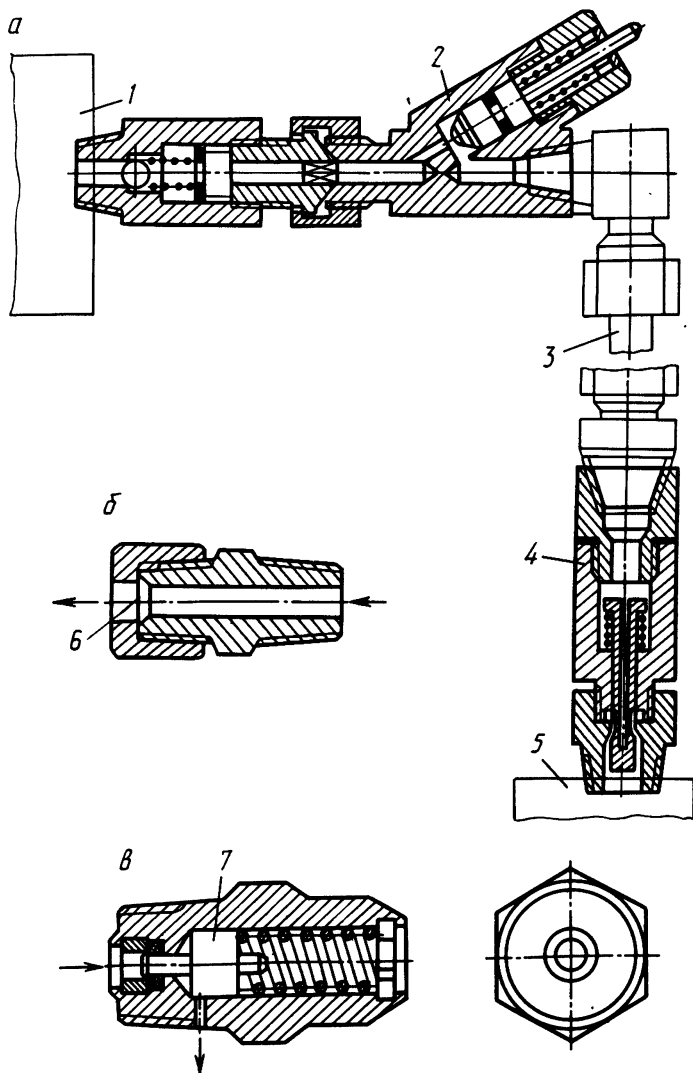


Рис. 3.22. Датчики:

а – индикатор разрыва линии; б – индикатор давления с выводом смазочного материала в атмосферу; в – предохранительный клапан

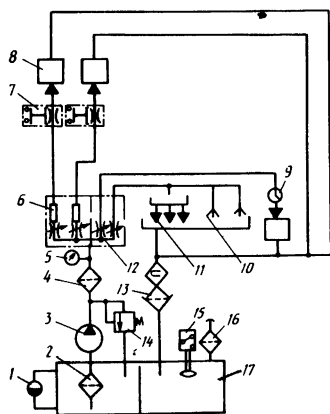


Рис. 3.23. Схема импульсной централизованной смазочной системы дроссельного дозирования:

1 — указатель уровня смазочного материала; 2 — приемный фильтр; 3 — насос; 4 — фильтр напорной магистрали; 5 — манометр; 6 — смазочный дроссельный блок с ротаметрическими указателями; 7 — реле расхода смазочного материала; 8 — точки смазывания; 9 — указатель потока; 10 — точки смазывания с форсункой; 11 — точки смазывания; 12 — смазочный дроссельный блок; 13 — сливной магнитосетчатый фильтр; 14 — предохранительный клапан; 15 — реле уровня; 16 — воздушный фильтр резервуара; 17 — резервуар

Подача материала к смазочным точкам может быть нерегулируемой. При этом объем подводимого к ним материала может быть задан с помощью труб разных сечений, гидравлических сопротивлений в отводах (к точкам 11 на рис. 3.23). Когда поток смазочного материала необходимо регулировать, применяют дроссельные блоки на 2, 4 или 6 отводов. Основной их недостаток в том, что подача смазочного материала зависит не только от открытия дросселя, но и от давления на его входе и выходе, температуры масла. Чтобы устранить этот недостаток, вместо дросселей применяют регуляторы потока. Регулятор состоит из дросселя и регулятора давления, обеспечивающего постоянство перепада давления смазочного материала на входе и выходе дросселя.

Предохранительный клапан (рис. 3.26) поддерживает постоянное давление в смазочной системе и предохраняет ее от перегрузки. Масло из отверстия А поступает в полость под коническую запорную часть клапана 2 и в демпферную полость 1. Если давление масла превышает настроенное с помощью пружины 3 и винта 4, клапан приподнимается, и через отверстие Б масло сливается в бак.

Реле давления (рис. 3.27) служит для контроля давления. Когда после срабатывания питателей давление в системе повышается до настроенного с помощью винта 1, мембрана 4 прогибается, и шток 3 воздействует на микропереключатель 2, включенный в цепь управления.

Реле контроля подачи (рис. 3.28) выдает управляющий электрический сигнал в случае уменьшения подачи масла на определенную величину. Масло подводится в отверстие А (или Б), попадает в полость, образованную мембраной 7 и крышкой 2, проходит через дросселирующее отверстие в жесткой пластине 3, контактирующей с мембраной 7, и через каналы Д и Г (или В) выходит в систему. Площадь проходного сечения отверстия в пластине 3 можно регулировать с помощью пластины 6 с отверстием, которую поворачивают с помощью штока 5 указателя 4. При прохождении масла через дросселирующее отверстие в мембране давление в полости под ней становится ниже, чем над ней. Сжимая пружину 8, мембрана прогибается вниз, и постоянный магнит 1, приближаясь к геркону 9, действует на него. Последний выра-

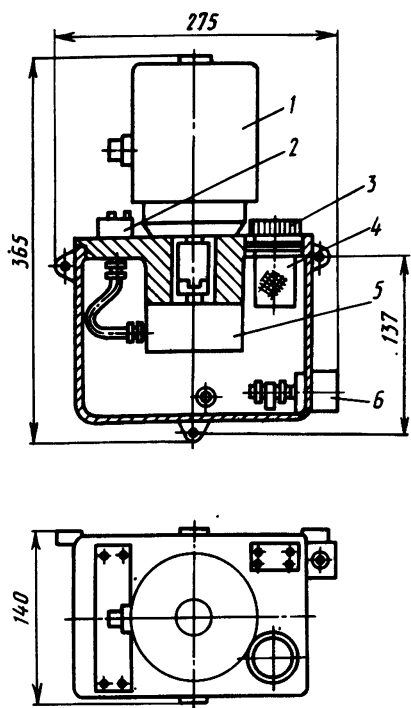


Рис. 3.24. Смазочная станция

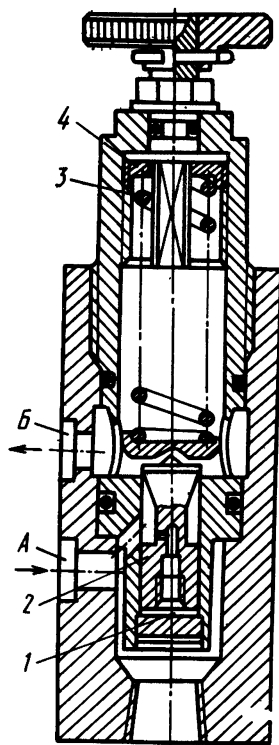


Рис. 3.26. Предохранительный клапан

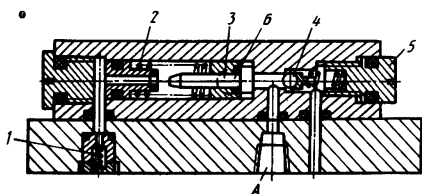


Рис. 3.25. Клапанная коробка

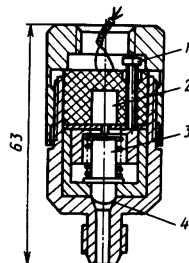


Рис. 3.27. Реле давления

батывает электрический сигнал, свидетельствующий о достаточной подаче масла. Если подача по сравнению с требуемой уменьшается на 35 %, перепад давления на дросселе снижается, мембрана приближается к своему исходному положению, и геркон выдает сигнал.

И м п у л ь с н ы й п и т а т е л ь служит для дозированной подачи масла в смазочную точку при импульсном изменении давления в трубопроводе. Импульсный питатель первого типа (рис. 3.29) работает следующим образом. При повышении давления во входном отверстии А усики манжеты 5 отгибают-

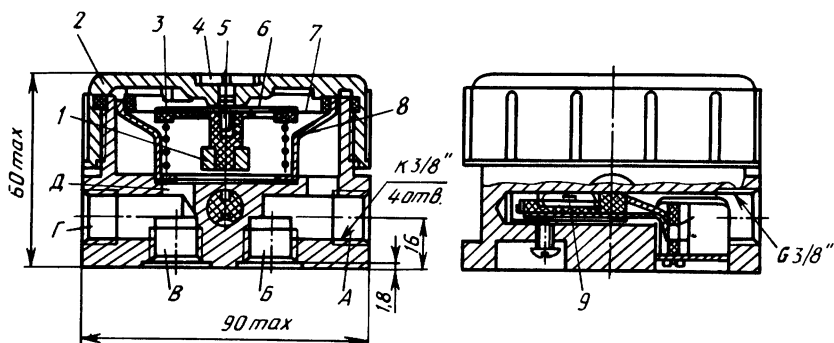


Рис. 3.28. Реле контроля подачи

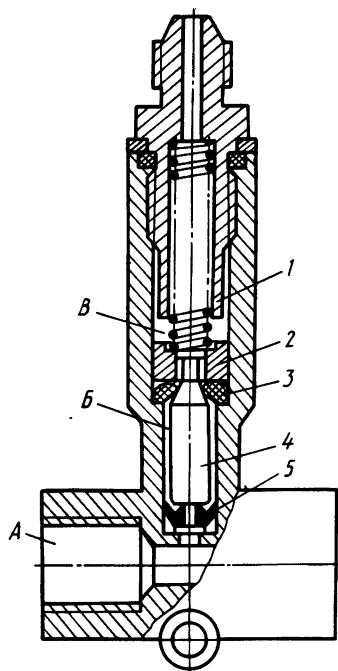


Рис. 3.29. Импульсный питатель

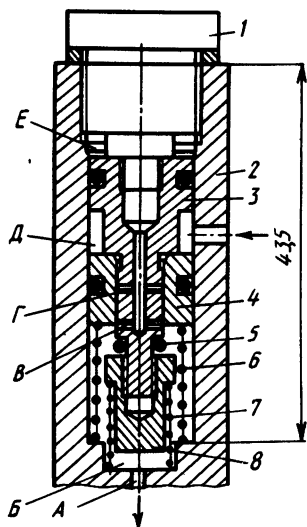
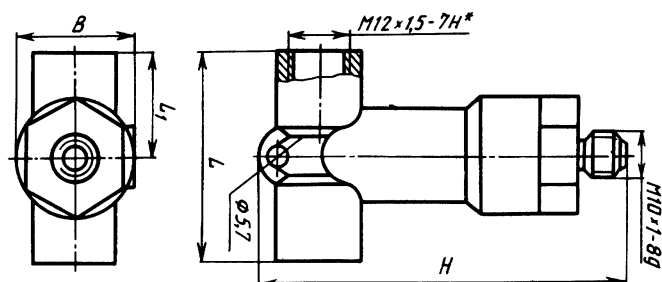


Рис. 3.30. Импульсный питатель

ся и масло заполняет камеру *Б*. В это время клапан *4* прижат к кольцу *3*. Подвижная часть питателя, в которую входят клапан, кольцо и гильза *2*, приподнимается, сжимая пружину *1*. Масло из полости *В* выдается к смазываемым поверхностям. Импульсные питатели этого типа бывают одноотводными (табл. 3.34) и многоотводными (табл. 3.35).

Импульсный питатель второго типа (рис. 3.30) работает следующим образом. При включении смазочной станции смазочный материал поступает в полость *Д*. Поршень *3* поджат к пробке *1*, а золотник *4* под действием масла пре-

Т а б л. 3.34. Габаритные и присоединительные размеры одноотводных импульсных питателей, мм



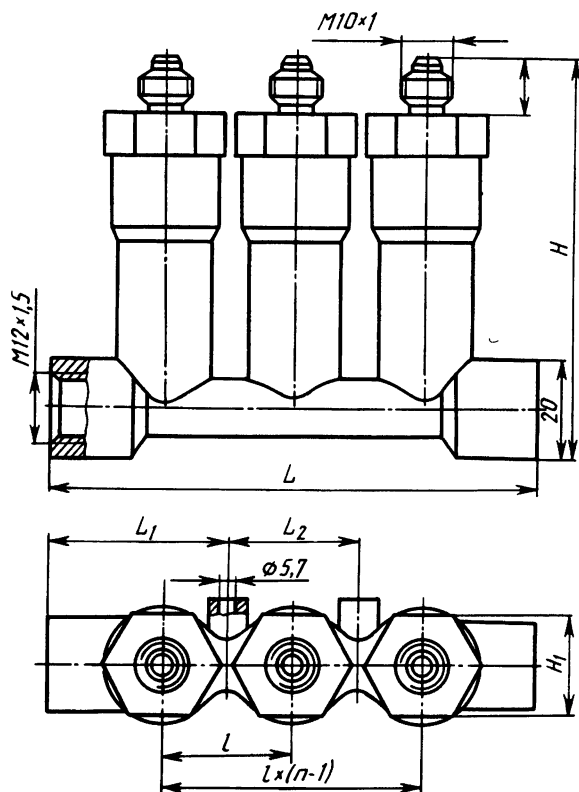
Исполнение	H	L	L ₁	B
1	78	35	18	22
2	92	35	18	22
3	92	40	20	26

одолевают усилие пружины 6 и перемещаются до упора в гайку 8. Благодаря тому, что отверстие В закрывается, а Г открывается, полость Д соединяется с полостью Е, а полость Б оказывается перекрытой с помощью золотника 4 и уплотнения 5. Теперь под давлением оказываются верхние торцы поршня 3 и золотника 4. Благодаря этому подвижная система питателя (поршень 3, золотник 4 и гайка 8) преодолевает усилия пружин 6 и 7 и опускается до упора в корпус 2. Через отверстие А доза масла поступает к смазываемым поверхностям. В это время полость Е заполняется смазочным материалом. При остановке смазочной станции давление в системе снижается, золотник 4 под действием пружины 6 поднимается до упора в поршень 3. Отверстие В открывается, а отверстие Г закрывается. После этого поршень 3 с гайкой 8 под действием пружины 7 возвращается в исходное положение. Смазочный материал из полости Е вытесняется в полость Б — питатель заряжается. За один цикл работы питателя к смазочной точке поступает 0,2 см³ масла. Минимальное давление масла — 0,6 МПа, максимальное — 2 МПа. Число смазочных точек — одна, три, четыре или шесть (рис. 3.31).

Примеры смазочных систем. Централизованная смазочная система направляющих силовых столов агрегатных станков (рис. 3.32) осуществляет импульсное смазывание с периодической подачей масла и автоматическим контролем. В систему входят смазочная станция 1 и импульсные питатели 6 и 7, установленные на силовых столах и на приспособлениях. При включении насоса 5 станции масло под давлением 1...1,2 МПа, настроенным предохранительным клапаном 3, поступает в систему. После срабатывания питателей и увеличения давления в трубопроводе реле давления 2 дает команду на выключение электродвигателя смазочной станции. Демпфер 4 предназначен для быстрого снижения давления в трубопроводе после отключения электродвигателя.

Централизованная импульсная смазочная система (рис. 3.33) предназна-

Т а б л. 3.35. Габаритные и присоединительные размеры многоотводных импульсных питателей, мм



Исполнение	H	H_1	L	L_1	L_2	l	Число отводов n
1	74	22	54	27	—	18	2
			72		18		3
			108		54		5
2	87	22	54	27	—	18	2
			72		18		3
			108		54		5
3	87	26	64	32	—	25	2
			90	33	25		3
			140		75		5

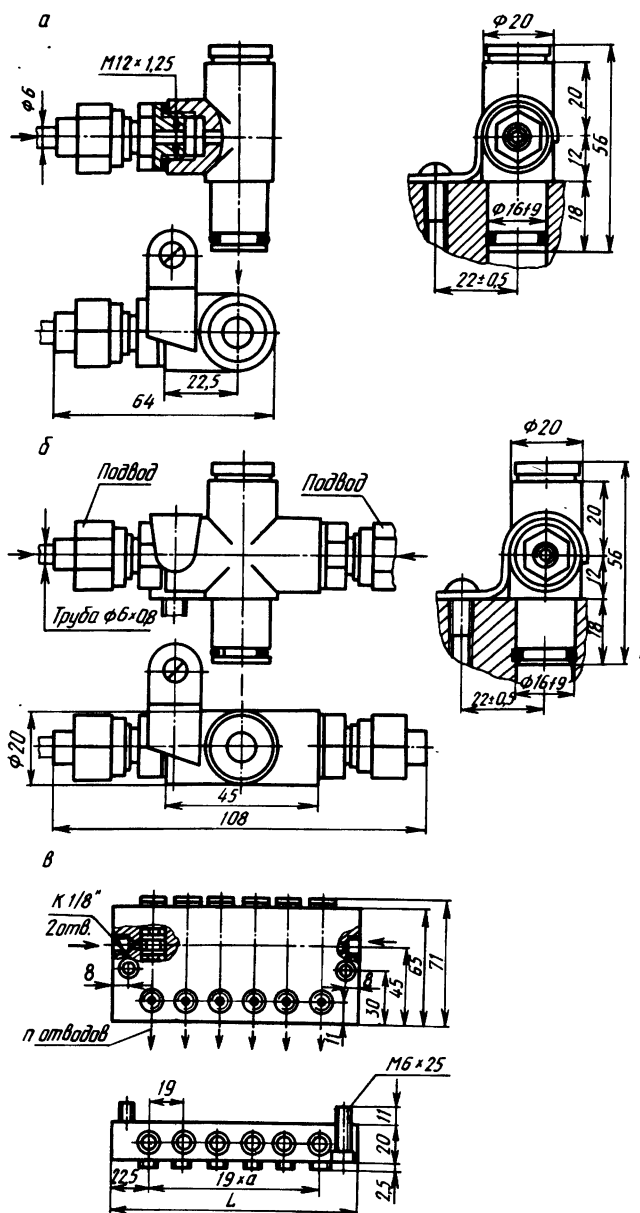


Рис. 3.31. Импульсные питатели;

а — концевые; б — промежуточные; в — многоточечные

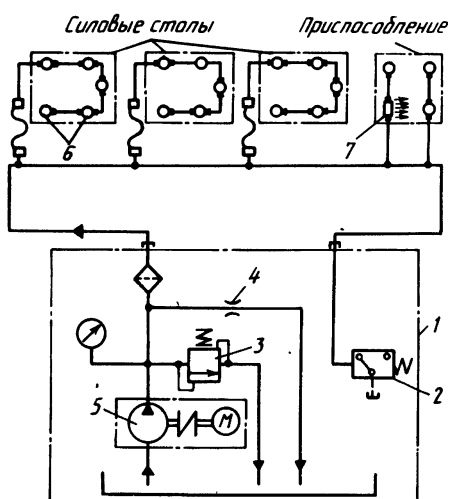


Рис. 3.32. Централизованная система смазывания направляющих силовых столов

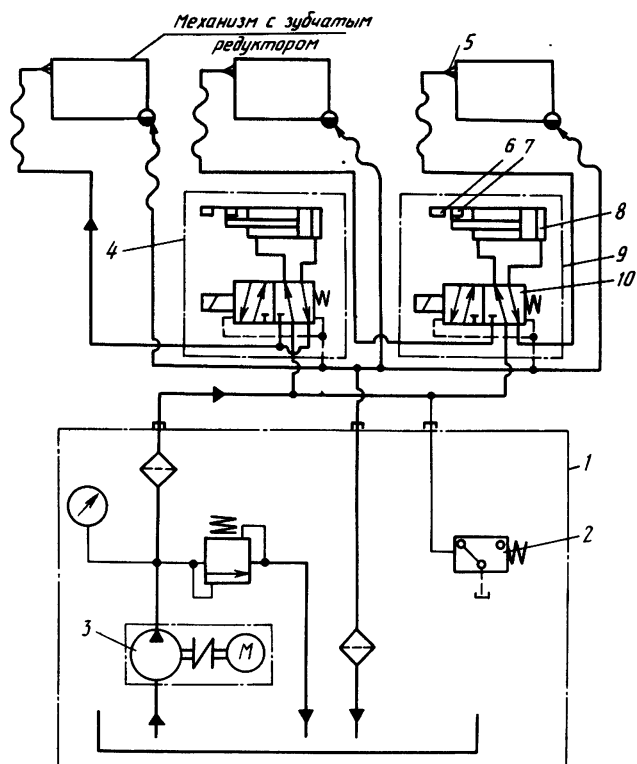


Рис. 3.33. Централизованная импульсная система смазывания зубчатых главных приводов агрегатных станков

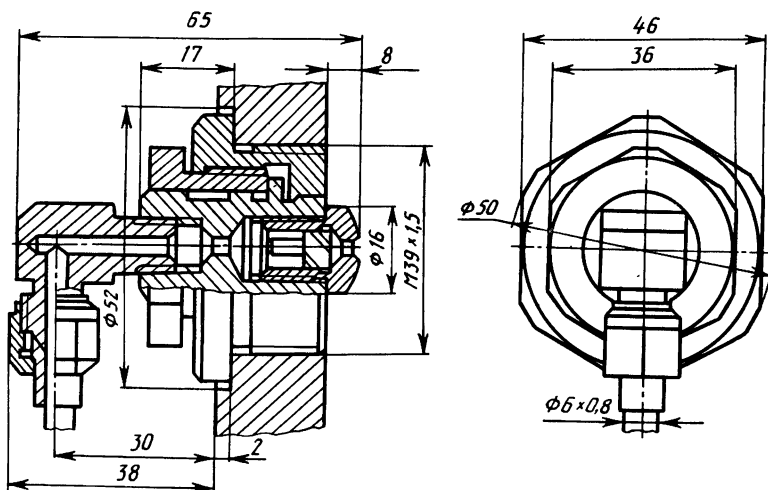


Рис. 3.34. Маслораспылитель

на для аэрозольной подачи смазочного материала в зубчатые приводы главного движения агрегатных станков. В систему входят смазочная станция 1, импульсные питатели 4 и 9, маслораспылители 5. После включения насоса 3 станция реле давления 2 дает команду на включение электромагнита распределителя 10 питателя 9. Смазочный материал под давлением 2,5...3,0 МПа поступает в поршневую полость гидроцилиндра 8. При перемещении штока закрепленная на нем пластина выходит из паза бесконтактного путевого переключателя 7, а затем входит в паз переключателя 6. По его сигналу происходит переключение гидрораспределителя 10, и масло поступает в штоковую полость гидроцилиндра 8. Из поршневой полости по трубопроводу оно попадает в маслораспылитель 5, а из него в виде факела аэрозоли — в смазываемый механизм. После срабатывания всех питателей электродвигатель смазочной станции отключается. Конструкция маслораспылителя приведена на рис. 3.34.

4. ПРИВОДЫ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ СО СТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

4.1. РЯДЫ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ

Главными приводами со ступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя оснащают автоматизированные редко переналаживаемые станки, работающие в массовом производстве, и неавтоматизированные станки с ручным управлением. Такие приводы просты, компактны, имеют высокий КПД, долговечны. Однако они не пригодны для станков с ЧПУ, так как не всегда обеспечивают требуемую частоту вращения шпинделя (регулирование частоты ступенчатое) и не позволяют оптимальное регулирование скорости резания в процессе выполнения цикла обработки.

Частоты вращения шпинделя $n_1 = n_{\min}$, $n_2, n_3, \dots, n_z = n_{\max}$ образуют отрезок геометрического ряда со знаменателем φ . Число ступеней частот — z .

Основные зависимости геометрического ряда: члены ряда

$$n_1; n_2 = n_1 \varphi, \dots, n_z = n_1 \varphi^{z-1};$$

диапазон регулирования привода

$$R = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{n_1 \varphi^{z-1}}{n_1} = \varphi^{z-1};$$

число ступеней частоты вращения шпинделя

$$z = \frac{\lg R}{\lg \varphi} + 1;$$

знаменатель геометрического ряда

$$\varphi = \sqrt[z-1]{R}. \quad (4.1)$$

Из основных зависимостей следует, что геометрический ряд частот вращения шпинделя может быть построен, когда исходными данными являются: 1) n_1, φ, z ; 2) n_1, n_z, z ; 3) n_1, z, R ; 4) n_1, φ, R .

Стандартные знаменатели геометрического ряда: $\varphi = 1,06$ — имеет вспомогательное значение, при проектировании станков применяется редко; $\varphi = 1,12$ — применяют при проектировании автоматов и тяжелых станков, когда важна точная настройка на заданный режим резания; $\varphi = 1,26$ и $\varphi = 1,41$ — применяют при проектировании универсальных токарных, сверлильных, фрезерных и других станков; $\varphi = 1,58$ и $\varphi = 1,78$ — применяют при проектировании станков, обработка на которых не требует точной настройки на режим резания из-за большого вспомогательного времени; $\varphi = 2$ — имеет вспомогательное значение.

Рекомендуемые диапазон регулирования главного привода станков раз-

Т а б л. 4.1. Значения R и z для станков с вращательным главным движением

Группа станков	R	z
Токарные средних размеров	40...100	12...24
Карусельные	25...40	9...18
Токарно-револьверные автоматы:		
одношпиндельные	20...60	12...18
многошпиндельные	10...30	—
Фасонно-отрезные и фасонно-продольные автоматы	4...20	—
Патронные и револьверные полуавтоматы	15...30	9...12
Радиально-сверлильные	8...16	4...9
Фрезерные горизонтальные и вертикальные	20...100	12...36

ных групп и числа ступеней частот вращения шпинделя приведены в табл. 4.1. Ряды частот вращения стандартизованы.

4.2. ТИПЫ ПЕРЕДАЧ

Механическая часть электромеханического главного привода со ступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя состоит из постоянных и групповых передач (групп передач). Постоянные передачи (зубчатые, ременные) служат для редуцирования частоты вращения и формирования пространственной компоновки станка. Групповые передачи (рис. 4.1) обеспечивают требуемый ряд частот вращения шпинделя.

Передача с передвигными колесами (рис. 4.1, *а*) позволяет передавать большие крутящие моменты, имеет высокий КПД, так как в работе участвует только одна пара зубчатых колес. В ней нельзя использовать косозубые колеса, нельзя переключать ее на ходу.

Передачу с электромагнитными муфтами (рис. 4.1, *б*) можно переключать на ходу, что позволяет автоматизировать управление приводом. Передача может состоять из косозубых колес.

Передача со сменными колесами (рис. 4.1, *в*) отличается компактностью. Применяется в станках, которые переналаживаются редко.

Передачи с плоским ремнем и сменными (рис. 4.1, *г*) или ступенчатыми шкивами (рис. 4.1, *д*) работают плавно, однако имеют большие габариты.

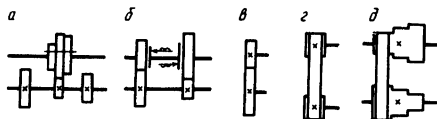


Рис. 4.1. Групповые передачи

4.3. ПРИВОДЫ С ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО СОЕДИНЕННЫМИ ГРУППОВЫМИ ПЕРЕДАЧАМИ

Многогрупповая структура включает l последовательно соединенных групповых передач $a, b, c, \dots, k, l$ с соответствующими числами передач $p_a, p_b, p_c, \dots, p_k, p_l$. Общее число ступеней скорости шпинделя $z = p_a p_b \dots p_k p_l$. В привод входит основная группа, с помощью которой получают ряд частот вращения со знаменателем φ . На структурной сетке привода она изображается лучами, расходящимися на один интервал, т.е. характеристика основной группы равна единице.

Первая переборная группа имеет характеристику, равную числу передач основной группы. Характеристика второй переборной группы равна произведению чисел передач основной и первой переборной групп. Аналогично определяются характеристики других групп.

Последовательность расположения передач (основной и переборных) теоретически может быть любой, она определяет конструкцию привода. Пусть для определенности основной является группа a ; первой переборной, следующей за основной, служит b ; второй переборной, расположенной за первой, — c и т.д. Тогда характеристики групп

$$x_1 = 1; x_2 = p_a; x_3 = p_a p_b; \dots; x_l = p_a p_b \dots p_k$$

и структурная формула привода

$$z = p_a (x_1 = 1) p_b (x_2 = p_a) \dots p_l (x_l = p_a p_b \dots p_k)$$

Выполняя кинематический расчет, привод изображают в виде структурной сетки. Число горизонтальных линий в ней на единицу больше числа групп передач в приводе, число вертикальных равно числу ступеней передач.

В поле между соседними горизонтальными линиями с помощью лучей изображают соответствующую передачу. Привод с последовательно включенными групповыми передачами изображается в виде веерообразной сетки.

Пример 1. Построим структурную сетку привода с последовательно соединенными передачами и числом скоростей $z = 24$. При этом $z = 24 = p_a p_b p_c p_d = 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2$. Пусть первая по порядку группа основная, следующая — первая переборная, затем вторая переборная и т.д. Характеристики групповых передач: $x_1 = 1$; $x_2 = p_a = 3$; $x_3 = p_a p_b = 3 \cdot 2 = 6$; $x_4 = p_a p_b p_c = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 12$. Структурная формула привода:

$$z = 3 (x_1 = 1)^2 (x_2 = 3)^2 (x_3 = 6)^2 (x_4 = 12)$$

Структурная сетка привода изображена на рис. 4.2, а.

4.4. ПРИВОДЫ С ЧАСТИЧНЫМ ПЕРЕКРЫТИЕМ СТУПЕНЕЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ

Если диапазон регулирования привода нормальной структуры больше расчетного, для его уменьшения можно подкорректировать структуру, создав частичное перекрытие ступеней частоты вращения. Способ состоит в уменьшении на x_n характеристики последней l -й группы. При этом общее число ступеней привода уменьшается на $z_n = x_n (p_l - 1)$ и становится равным

$$\bar{z} = z - z_{\Pi} = z - x_{\Pi} (p_l - 1),$$

фактическая характеристика исправленной l -й группы

$$\bar{x}_l = x_l - z_{\Pi} / (p_l - 1),$$

а общий диапазон регулирования привода уменьшается в $\varphi^{x_{\Pi}} (p_l - 1)$ раз.

Пример 2. Исправим нормальную структуру, приведенную в примере 1, путем уменьшения на $x_{\Pi} = 4$ характеристики $x_4 = 12$ последней группы с целью получения перекрытия ступеней частот вращения на последнем валу. Фактическая характеристика последней группы $\bar{x}_4 = 12 - 4 = 8$. Фактическое число ступеней частоты вращения на последнем валу $\bar{z} = 24 - 4 / (2 - 1) = 20$. Структурная сетка исправленной структуры приведена на рис. 4.2, б.

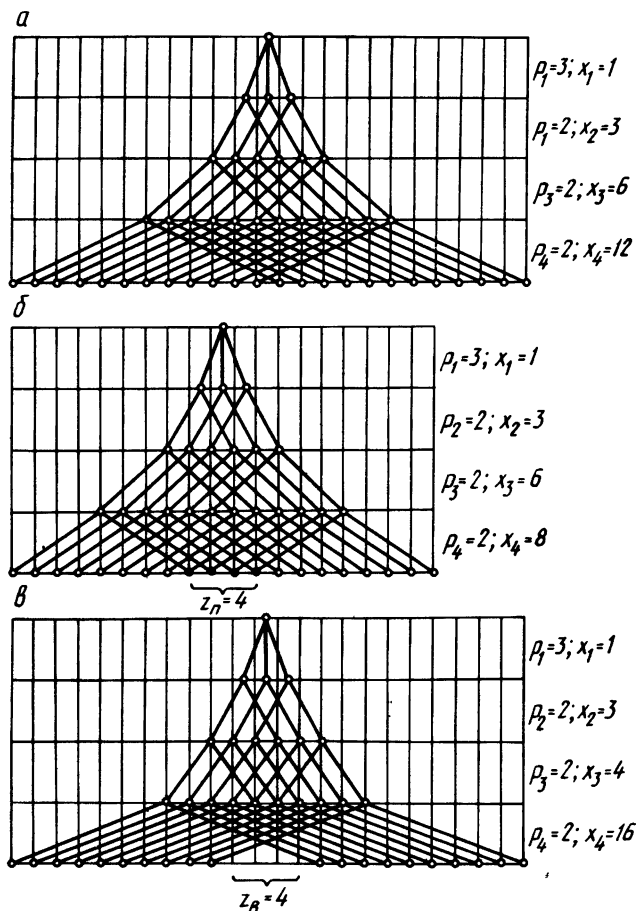


Рис. 4.2. Структурные сетки приводов:

а — с последовательно соединенными групповыми передачами; б — с частичным перекрытием ступеней частоты вращения; в — с выпадением ступеней частоты вращения

4.5. ПРИВОДЫ С ВЫПАДЕНИЕМ СТУПЕНЕЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ

Если в нормальной структуре диапазон регулирования последней передачи больше допустимого, структуру можно исправить за счет выпадения $z_{\text{в}}$ частот вращения на последнем валу. Для этого уменьшают характеристику промежуточной i -й групповой передачи, создают перекрытие ее $z_{i \text{ п}}$ ступеней. Фактическое число ступеней частоты вращения на ведомых валах от $(i + 1)$ -й до l -й передачи

$$\bar{z} = [z_i - (x_i - \bar{x}_i)(p_i - 1)] p_{i+1} \dots p_l.$$

Число выпавших ступеней частоты вращения

$$z_{\text{в}} = z_{i \text{ п}} (p_{i+1} p_{i+2} \dots p_l - 1).$$

Пример 3. Исправим нормальную структуру, приведенную в примере 1, путем уменьшения на $x_{\text{п}} = 2$ характеристики $x_3 = 6$ третьей группы с целью получения структуры с выпадением ступеней частот вращения. При этом $z_{\text{п}} = 2(2 - 1) = 2$, фактическая характеристика этой группы $x_3 = 6 - 2/(2 - 1) = 4$, число ступеней частот вращения на ведомом валу этой передачи $z = 12 - 2(2 - 1) = 10$. Фактическое число ступеней вращения на последнем валу $z = [12 - (4 - 2)(2 - 1)] 2 = 20$, число выпавших ступеней частоты вращения $z_{\text{в}} = 2 \cdot 2 = 4$. В структурной сетке структуры с четырьмя выпавшими ступенями частоты вращения (рис. 4.2, е) следует уменьшить диапазон регулирования последней группы.

4.6. ПРИВОДЫ СЛОЖЕННОЙ СТРУКТУРЫ

Сложенную структуру получают из двух или более определенным образом соединенных структур с последовательно включенными групповыми передачами. Одна из соединяемых структур называется основной, другие — дополнительными. Основная структура участвует в передаче на шпиндель всех ступеней частоты вращения, каждая дополнительная используется для передачи только части ступеней. Разработан ряд вариантов сложенных структур [90], один из них приведен на рис. 4.3, где 1 — основная структура с z^0 ступенями вращения, 2 — дополнительная структура с z' ступенями вращения. Этот привод обеспечивает на шпинделе $z = z^0 + z^0 z' = z^0 (1 + z')$ различных частот вращения.

Структурные формулу и сетку для основной структуры строят так же, как для привода с последовательно соединенными групповыми передачами. Характеристика первой группы дополнительной структуры равна числу ступеней частоты вращения основной структуры. Для каждой дополнительной структуры строят отдельную структурную сетку.

По сравнению с обычными структурами, образуемыми последовательным соединением групповых передач, сложенные структуры обладают рядом преимуществ. Они позволяют получать большое число ступеней частоты вращения и передавать высокие частоты с помощью коротких кинематических цепей. В приводах сложенной структуры потери мощности относительно невелики.

Пример 4. Пусть основная структура привода, изображенного на рис. 4.3, обеспечивает 6 ступеней частоты вращения, дополнительная — 4 ступени. Шпиндель станка с таким приводом имеет $z = 6(1 + 4) = 30$ скоростей вращения. Одна из структурных формул

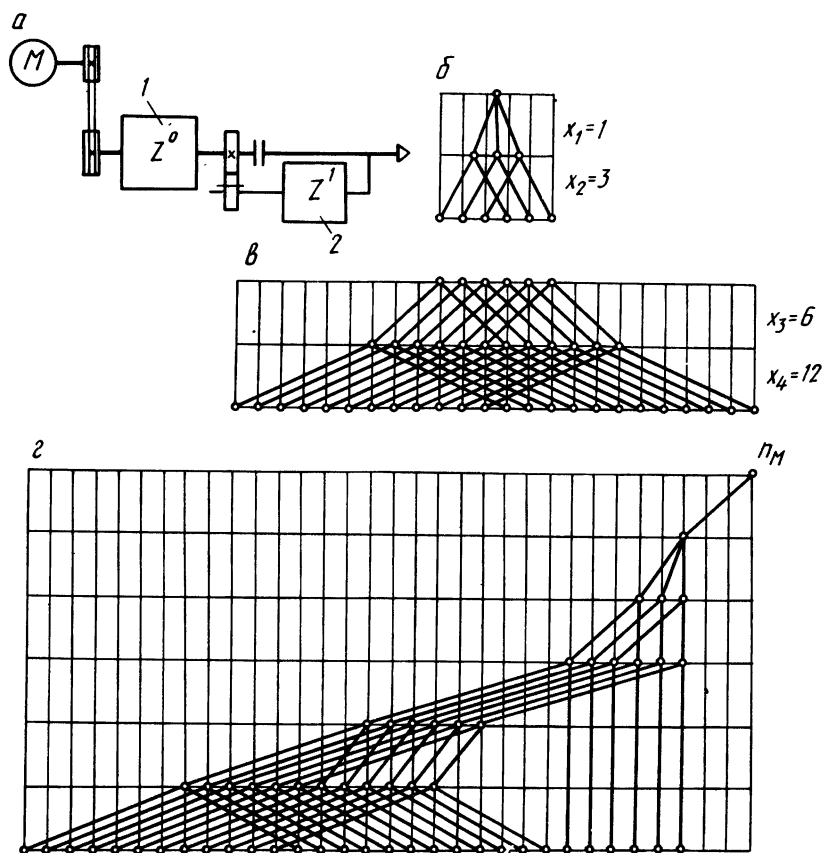


Рис. 4.3. Привод сложной структуры:

a – схема; *б* – структурная сетка основной структуры; *в* – структурная сетка дополнительной структуры; *г* – график частот вращения

привода:

$$z = 3(x_1=1)^2(x_2=3)^{1+2}(x_3=6)^2(x_4=12)^1.$$

Структурные сетки привода изображены на рис. 4.3, *б*, график частот вращения – на рис. 4.3, *г*.

4.7. ПРИВОДЫ С ДВУХСКОРОСТНЫМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕМ

Применение двухскоростного электродвигателя уменьшает число зубчатых передач при получении заданного ряда частот вращения шпинделя, а значит, габариты и массу коробки скоростей.

При кинематическом расчете привода электродвигатель считают электрической группой, состоящей из двух передач. Характеристику x_3 этой группы определяют с учетом того, что диапазон регулирования ее частот равен 2, а зна-

менатель ряда частот вращения шпинделя — φ . При этом $\varphi^{x_3} = 2$, $x_3 = \lg 2 / \lg \varphi$ и при стандартных значениях φ , равных 1,06, 1,12, 1,26, 1,42, 2, характеристика электрической группы соответственно равна 12, 6, 3, 2, 1. Отсюда следует, что электрическая группа может быть основной только при $\varphi = 2$, однако такие приводы практически не применяются. Обычно двухскоростные электродвигатели встраивают в приводы, для которых знаменатель ряда частот равен 1,06, 1,12 или 1,26.

Пример 5. Построим структурную сетку привода, обеспечивающего 24 ступени частот вращения шпинделя, минимальную частоту 125 об/мин, максимальную 1800 об/мин. В приводе применен двухскоростной электродвигатель,

Диапазон регулирования привода

$$R = 1800/125 = 14,4,$$

знаменатель ряда частот вращения шпинделя

$$\varphi = \sqrt[24-1]{14,4} = 1,12.$$

Характеристика электрической группы

$$x_3 = \lg 2 / \lg 1,12 = 6.$$

Примем, что привод соответствует структурной формуле $z = 24 = 2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2$. Первой в структуре располагается электрическая группа с известной характеристикой $x_1 = x_3 = 6$. Вторая группа — основная с характеристикой $x_2 = 1$, третья — первая переборная. Ее характеристика $x_3 = 3$. Следовательно, электродвигатель можно считать второй пере-

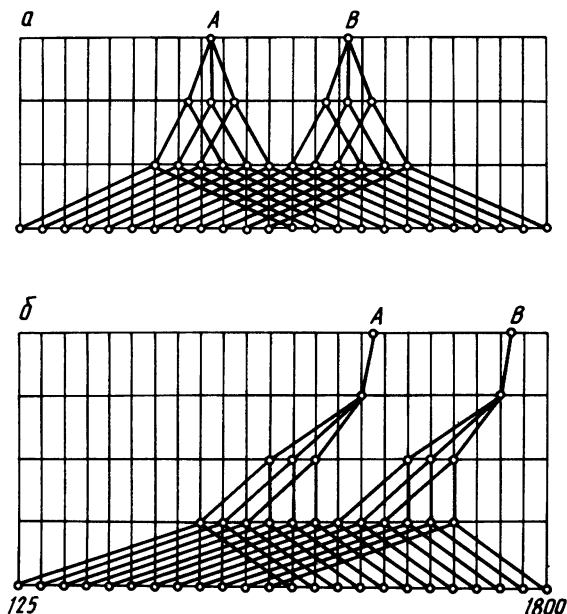


Рис. 4.4. Структурная сетка (а) и график частот вращения (б) привода с двухскоростным электродвигателем

борной группой. Последней в структуре будет третья переборная группа, характеристика которой в соответствии с общим правилом $x_4 = 12$. Тогда структурная формула привода

$$z = 24 = 3^{(x_1 = x_3 = 6)} 2^{(x_2 = 1)} 3^{(x_3 = 3)} 2^{(x_4 = 12)}$$

Структурная сетка изображена на рис. 4.4, а. Так как характеристика электрической группы равна 6, соответствующие ей точки А и В разнесены на 6 интервалов.

4.8. ПРИВОДЫ СО СМЕННЫМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ

Приводы со сменными зубчатыми колесами применяют в станках, в которых частота вращения шпинделя изменяется редко. В некоторых конструкциях главный привод состоит только из одной или двух пар сменных колес, в других сменные колеса входят в состав привода наряду с групповыми передачами других типов (рис. 4.5, а). Сменные колеса обычно образуют основную группу, и соответствующие этой группе лучи расходятся на один интервал (рис. 4.5, б).

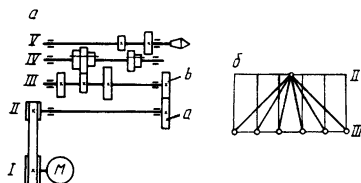


Рис. 4.5. Привод со сменными зубчатыми колесами

Для уменьшения вдвое числа сменных зубчатых колес лучи образуемой ими группы на графике частот вращения располагают симметрично.

4.9. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПРИВОДА

Исходными данными для кинематического расчета главного привода являются частота вращения вала электродвигателя, минимальная частота вращения шпинделя $n_{\min}$, максимальная частота $n_{\max}$, число ступеней частот z или другие эквивалентные комплексы данных. Кинематический расчет выполняют следующим образом.

1. По зависимости (4.1) определяют значение знаменателя геометрического ряда частот вращения шпинделя и округляют его до ближайшего стандартного, рекомендуемого для станков данного типа.

2. Определяют частоты вращения шпинделя, округляют их до стандартных. Если крайние значения частот существенно отличаются от исходных $n_{\min}$ и $n_{\max}$, возможны коррекция z , замена структуры более подходящей и т.д.

3. Из ряда возможных вариантов привода выбирают наиболее рациональный и записывают его структурную формулу. Масса зубчатых колес и валов тем меньше, чем больше зубчатых колес вращается с высокой скоростью. Поэтому располагают группы передач так, чтобы первой была основная и характеристики групп увеличивались от первого вала коробки скоростей к последнему. Основная группа должна обеспечивать наибольшее число передач.

Т а б л. 4.2. Таблица для определения чисел зубьев колес при $\Sigma z = 50-64$

u	Σz															
	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	
1	25		26		27		28		29		30		31		32	
1,06							27		28		29		30		31	
1,12		24		25		26		27		28			29		30	
1,19	23					25		26		27		28		29		
1,26	22		23		24		25		26			27		28		
1,33		22			23		24		25		26		27		28	
1,44		21		22		23		24		25		26		27		
1,5	20		21			22		23		24		25		26		
1,58			20		21		22		23		24		25		26	
1,68		19			20		21		22		23		24		25	
1,78	18			19			20		21		22		23		24	
1,88			18			19		20		21		22		23	24	
2		17			18			19		20		21		22	23	
2,11	16			17			18		19		20		21		22	
2,24			16			17		18		19		20		21	22	
2,37		15			16			17		18		19		20	21	
2,51				15			16		17		18		19		20	
2,66		14				15			16		17		18		19	
2,82										16		17		18	19	
2,99			13				14				15				16	

Т а б л. 4.3. Таблица для определения чисел зубьев колес при $\Sigma z = 65-79$

u	Σz														
	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79
1		33		34		35		36		37		38		39	
1,06		32		33		34		35		36		37		38	
1,12		31		32		33		34		35		36	36	37	37
1,19		30		31		32		33		34	34	35	35	36	36
1,26	29	29		30		31		32		33	33	34	34	35	35
1,33	28			29		30		31		32	32	33	33	34	34
1,41	27		28	28		29		30	30		31	31	32	32	33
1,5	26		27	28		28		29	29		30	30	31	31	32
1,58	25		26		26	27		28	28		29	29	30	30	30
1,68			25		25	26		27	27		28	28	29	29	29
1,78			24		25	25		26			27	27	28	28	28
1,88		23	23		24			25			26	26	27	27	27
2		22			23			24			25	25	26	26	26
2,11	21	21		22	22		23	23		24	24	24	25	25	25
2,24	20			21			22	22		23	23		24	24	24
2,37			20	20			21			22			23	23	23
2,51		19	19			20	20		21	21			22	22	22
2,66		18			19	19		19	20	20		20	21	21	
2,82	17			18	18			18	19			19	20		20
2,99			17	17			18	18				19	19		19
3,16		16	16			17	17					18		18	18
3,35					16	16				17				17	17
3,55								15	16	16		16	16		
3,76															

Т а б л. 4.4. Таблица для определения чисел зубьев колес при $\Sigma z = 80-94$

u	Σz														
	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94
1	40		41		42		43		44		45		46		47
1,06	39		40	40	41		42	42	43	43	44	44	45	45	46
1,12	38	38	39		40		41	41	42	42	43	43	43	44	44
1,19		37	38		39		39	40	40	41	41		42		43
1,26		36	37	37			38		39	38	40	40	41	41	
1,33	34	35	35		36		37	37	38	38	39	39		40	40
1,41	33	34			35	35		36	37	37	37	38	38	40	39
1,5	32		33	33				35	35		36				38
1,58	31		32	32		33	33	35	34		35	35		36	
1,68	30	30		31		32	32		33	33		34		35	35
1,78	29	29		30	30	32	31		33	32		33	33	35	34
1,88	28	28		29	29		30	30	31	32			32	32	
2		27		29	28		29	29	31	30	30		31	31	
2,11		26		27	27		29	28	28		29	29		30	30
2,24		25		26	26	26		27	27		28	28		29	29
2,37		24		25	25	25		26	26			27	27		28
2,51	23	23		24	24	24		25	25		26	26	26		27
2,66	22	22		23	23	23		24	24		25	25	25		
2,66	22	22		23	23	23		24	24		25	25	25		
2,82	21	21			22			23	23		24	24	24		
2,99	20			21	21			22	22		23	23	23		
3,16	19			20	20			21	21		22	22	22		
3,35			19	19			20	20	20		21	21	21		
3,55		18	18	18			19	19			20	20	20		
3,76	17	17				18	18			18	19	19			19
3,98	16	16			17	17				18	18	18			

Т а б л. 4.5. Таблица для определения чисел зубьев колес при $\Sigma z = 95-108$

u	Σz															
	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108		
1		48	49	49	50	50	51	51	52	52	53	53	54	54		
1,06	46	47	47		48		49		50		51		52			
1,12	45	45	46	46	47	47		48		49		50		51		
1,19		44	44	45	45	46	46		47		48		49	49		
1,26	42		43		44	44	45	46		46		47	47	48		
1,33	41	41		42		43	43	44	44		45		46	46		
1,41		40	40		41		42	42	43	43		44	44	45		
1,5	38		39	39	40	40		41	41	42	42		43	43		
1,58	37	37		38	38	39	39		40	40	41	41	41	42		
1,68		36	36		37	37	38	38		39	39	38	40	40		
1,78	34		35	35		36	36	37	37		38		37	37		
1,88	33	33		34	34	35	35		36	36		37		36		
2	32	32		33	33		34	34		35	35		36			
2,11		31	31		32	32		33	33		34	34		35		
2,24			30	30		31	31	33		32	32	33	33	33		
2,37	28		29				30	30	32	31	31		32	32		
2,51	27			28	28		29	29			30	30	29	31		
2,66	26	26		27	27		28	28	28		29	29	29			
2,82	25	25			26	26		27		27	27	28	28	28		
2,99	24	24			25	25			26	26	26		27	27		
3,16	23	23					24	24	25	25	24		26	26		
3,35	22	22			23	23	23			24	23			25		
3,55	21	21			22	22	22			23	22	23		24		
3,76	20	20			21	21	21			22	21	22		23		
3,98	19	19			20	20	20		21	21	20	21		22		

С целью повышения КПД привода при работе с высокими частотами вращения переходят к сложным структурам.

4. Синтезируют кинематическую схему привода. При этом исходят из его структурной сетки, учитывают частоту вращения электродвигателя, вводят одиночные передачи, необходимые для получения частот вращения шпинделя и обеспечения конструктивной компоновки привода.

5. Строят график частот вращения, исходя из кинематической схемы и структурной сетки. Горизонтальными линиями на графике условно изображают валы привода, в том числе вал электродвигателя. Точки пересечения вертикальных линий с горизонтальными соответствуют частотам вращения валов, представленным в логарифмическом масштабе. Передачи и их передаточные отношения обозначают линиями (лучами), соединяющими соответствующие точки на горизонтальных линиях. Поскольку частоты вращения даны в логарифмическом масштабе, передаточное отношение передачи (отношение частоты вращения ведомого вала к частоте ведущего)

$$i = \varphi^k, \quad (4.2)$$

где k — число интервалов между вертикальными линиями, пересекаемыми лучом.

Луч с наклоном вправо изображает повышающую передачу ($k > 0$), с наклоном влево — понижающую ($k < 0$), вертикальный — передачу с $i = 1$. Параллельные лучи изображают одну и ту же передачу. Для обеспечения приемлемых радиальных размеров коробок скоростей вводят ограничения на передаточные отношения передач $1/4 \leq i \leq 2$, из которых следует ограничение на диапазон регулирования групповой передачи: он не должен быть больше 8. Кроме того, по мере приближения к шпинделю редукция частоты вращения с помощью передач, обеспечивающих минимальную частоту вращения каждого вала, должна возрастать:

$$i_{p_a \min} \geq i_{p_b \min} \geq \dots \geq i_{p_l \min},$$

желательно, чтобы для каждой групповой передачи соблюдалось соотношение $i_{\min} i_{\max} = 1$.

6. По графику частот вращения и зависимости (4.2) для каждой передачи находят передаточное отношение.

7. Определяют числа зубьев колес, пользуясь методиками, приведенными в специальной литературе [90], или по табл. 4.2—4.5, исходя из принятой суммы чисел зубьев Σz ведущего и ведомого колес каждой группы передач и в зависимости от передаточного отношения i каждой передачи ($u = i$ при $i \geq 1$ или $u = 1/i$ при $i < 1$). В таблицах приведены числа зубьев меньшего колеса передачи.

4.10. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК НА ПРИВОД

Нагрузки на главный привод специальных и универсальных станков определяют по-разному. Специальные станки, в том числе агрегатные и встроенные в автоматические линии, предназначены для обработки одной конкретной детали или нескольких деталей. Цикл работы главного привода жесткий. Нагруз-

ки на него в разные моменты цикла могут быть определены достаточно точно. Колебания нагрузки, вызванные колебаниями припуска на деталях, физико-механических свойств их материала, изменением износа режущих инструментов, можно учесть, зная распределения этих параметров. Тангенциальную составляющую P_{Zi} силы резания и скорость резания v_i при обработке i -м инструментом определяют для максимальных значений названных параметров. Эффективная мощность резания (кВт) для каждого инструмента

$$P_{pi} = \frac{P_{Zi} v_i}{60 \cdot 10^3},$$

где P_{Zi} в Н, v_i в м/мин.

Эффективная мощность резания в j -м интервале цикла при одновременной работе k инструментов

$$P_{pj} = \sum_{i=1}^k P_{pi}.$$

Универсальные неавтоматизированные станки предназначены для изготовления деталей широкой номенклатуры, обрабатываемых небольшими партиями в условиях мелкосерийного и серийного производств. Нагрузки на главный привод таких станков изменяются в широком интервале. Расчет деталей привода универсального станка можно выполнять двумя способами. Один из них — вероятностный. В его основе распределения нагрузок на элементы привода и распределения характеристик прочности их материала, износостойкости поверхностей и т.д. Однако вероятностные расчеты станков разработаны недостаточно. Поэтому обычно применяется второй способ расчета, основанный на использовании постоянной, так называемой расчетной нагрузки. При определении расчетной мощности универсальных станков необходимо учитывать противоположные тенденции. С увеличением мощности привода уменьшается потеря производительности станка, обусловленная невозможностью осуществлять резание с оптимальными жесткими режимами. При этом эффективность станка увеличивается, приведенные затраты на съем единицы объема припуска снижаются. Однако увеличение мощности главного привода приводит к его усложнению, возрастанию массы, повышению стоимости станка. Расчетная мощность привода может быть найдена путем минимизации приведенных затрат на обработку с учетом названных противоположных тенденций. Кроме того, необходимо учесть перспективы повышения режимов резания, связанные с созданием новых инструментальных материалов.

4.11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В ПРИВОДЕ

Виды потерь мощности. Потери мощности в главном приводе станка складываются из потерь в его механической части и потерь в электрической. Потери мощности в механической части ΔP_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 характери-

зуются мощностью холостого хода P_x . Нагрузочные потери P_n — это переменные потери, обусловленные полезной нагрузкой и ей пропорциональные. Таким образом, суммарные потери в механической части привода

$$\Delta P_m = P_x + P_n.$$

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

$$P_x = a (\Delta P_{xI} + \Delta P_{xII} + \dots + \Delta P_{xi} + \Delta P_{xш}),$$

где a — коэффициент, учитывающий потери мощности в элементах управления: $a = 1,1 \dots 1,2$ (меньшие значения — при малом числе передвижных блоков, муфт); $\Delta P_{xI}, \Delta P_{xII}, \dots, \Delta P_{xi}$ — постоянные потери мощности на валах I, II, ..., i ; $\Delta P_{xш}$ — постоянные потери мощности на шпинделе.

Постоянные потери мощности на валу и на шпинделе при каждой частоте вращения находят суммированием потерь в ременных и зубчатых передачах, в подшипниках и других элементах.

Постоянные потери мощности (кВт) в ременной передаче

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

где C_p — коэффициент, учитывающий тип ремня; z — число ремней (для поликлиновых 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:

Сечение ремня	A	B	B
k_1	0,25	0,72	2,0
k_2	0,015	0,011	0,0075

Коэффициенты k_1 и k_2 для поликлиновых ремней:

Сечение ремня	K	Л	M
k_1	0,016	0,37	2,15
k_2	0,004	0,008	0,008

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 :

m , мм	1	1,5	2	3	4	5	7
k_3	0,4	0,9	2,3	4,0	21	35	100
k_4	0,63	0,95	1,45	1,9	2,21	4,11	4,11

Потери мощности в ременной передаче относят к ведомому валу.

Постоянные потери мощности в зубчатом зацеплении, отнесенные к ведомому валу,

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

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

Такую же потерю мощности от трения в зубчатом зацеплении относят и к ведомому валу.

Постоянные потери мощности в одном подшипнике качения

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

где f — коэффициент трения, зависящий от типа подшипника и способа смазывания; d_m — средний диаметр подшипника, мм; ν — кинематическая вязкость смазочного материала, $\text{м}^2/\text{с}$; n — частота вращения подшипника, об/мин.

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

Нагрузочные потери мощности в клиновой или поликлиновой ременной передаче

$$\Delta P_{н.р} = 3 \cdot 10^{-5} \varphi F v_p ,$$

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

Нагрузочные потери мощности в подшипнике качения

$$\Delta P_{н.п} = 10^{-7} f_1 F_{\Pi} d_m n ,$$

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

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

$$\eta = 1 - \frac{P_x}{P_1} - \frac{P_{\Pi}}{P_1}$$

или по выражению

$$\eta = \left(1 - \frac{P_x}{P_I}\right) \eta_p^\alpha \eta_3^\beta \eta_n^\gamma, \quad (4.3)$$

где P_I — мощность на входном валу привода, кВт; η_p, η_3, η_n — средние значения КПД ременной передачи, зубчатой передачи, подшипника; α, β, γ — число ременных передач, зубчатых передач и подшипников качения в механической части привода.

Произведение

$$\eta' = \eta_p^\alpha \eta_3^\beta \eta_n^\gamma \quad (4.4)$$

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

ременная передача	0,97...0,99
цилиндрическая прямозубая передача	0,99...0,995
цилиндрическая косозубая передача	0,98...0,99
коническая зубчатая передача	0,97...0,98
подшипник качения	0,9975...0,9985

Значение η' , вычисленное по выражению (4.4), 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.

Зависимость (4.3) дает удовлетворительные оценки коэффициента полезного действия любого главного привода со ступенчатым регулированием. При этом мощность P_I на входном валу привода задают как долю α номинальной мощности электродвигателя P , т.е. $P_I = \alpha P$.

4.12. ВЫБОР АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ПРИВОДА

Предварительный выбор двигателя. Электродвигатель для главного привода станка выбирают на стадии разработки его кинематической схемы. При проектировании специального станка для всех элементов цикла определяют эффективную мощность резания. Пользуясь кинематической схемой главного привода и зависимостью (4.4), вычисляют его коэффициент полезного действия η' (или в зависимости от сложности привода принимают равным 0,75...0,85).

Электродвигатель выбирают по расчетной номинальной мощности:

$$P = \frac{P_{pmax}}{\lambda \eta'},$$

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

Если при разработке главного привода универсального станка определить номинальную мощность его двигателя бывает затруднительно из-за отсутствия исходных данных, можно подобрать двигатель исходя из технических параметров лучших отечественных и зарубежных станков.

О выборе двигателя для разработанного привода. После того как механическая часть главного привода разработана, определяют постоянные P_x и нагрузочные P_n потери в ней, а также мощность на приводном двигателе:

$$P = P_p + P'_x + P_n = P_p + \Delta P_m.$$

Если проектируют специальный станок, мощность на двигателе вычисляют для каждого элемента цикла работы станка. Двигатель выбирают с учетом режима его 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 P_p и КПД η механической части привода [4, 20]:

$$P \geq P_p / \eta. \quad (4.5)$$

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 [4, 37]. Если t_p — время работы двигателя в цикле станка (с), t_0 — продолжительность паузы (с), то расчетная продолжительность включения двигателя

$$\epsilon = \frac{t_p}{t_p + t_0}.$$

Когда $\epsilon = 0,4$, номинальную мощность двигателя определяют по зависимости (4.5), а двигатель выбирают по каталогу [27], принимая во внимание, что для них номинальным режимом работы является повторно-кратковременный при ПВ = 40 %.

Если расчетная продолжительность включения отличается от 0,4, т.е. от ПВ = 40 %, определяют мощность, которую может развивать двигатель при расчетной продолжительности включения:

$$P_\epsilon = P_{\epsilon_i} \sqrt{\epsilon_i / \epsilon},$$

где ϵ_i — стандартная продолжительность включения (для двигателей серии 4АС ϵ_i принята равной 0,15; 0,25; 0,40; 0,60; 1,00); P_{ϵ_i} — номинальная мощность двигателя при стандартном ПВ, соответствующем ϵ_i (кВт), приведенная в каталоге [27].

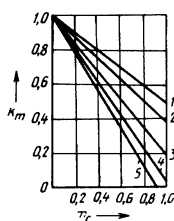


Рис. 4.6. Зависимость коэффициента k_m от статического момента для двигателей серий:

1 — 4АС; 2 — 4А150—4А132; 3 — 4А160—4А250; 4 — 4А180; 5 — 4А315—4А355

При этом ϵ_i берут ближайшей к ϵ . Двигатель выбирают по мощности P_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 характеристике, параметрам разработанной механической части главного привода, продолжительности цикла работы станка $t_{\text{ц}}$, времени работы двигателя в цикле и продолжительности паузы находят: продолжительность включения ϵ ; отношение статического момента сопротивления M_c к номинальному моменту M_n выбранного двигателя: $m_c = M_c : M_n$; коэффициент k_m (по рис. 4.6); коэффициент инерции $F_i = (I_d + I_m) / I_d$, где I_d — момент инерции ротора двигателя, кг·м²; I_m — приведенный к валу двигателя момент инерции механизма главного привода, кг·м²; отношение суммарных потерь предварительно выбранного двигателя при номинальной мощности P в длительном режиме работы к суммарным потерям при мощности P_ϵ , соответствующей повторно-кратковременному режиму,

$$k_p = \frac{P (1 - \eta)}{P_\epsilon (1 - \eta_\epsilon)},$$

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 [27] 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:

$$h = \frac{h_0 (1 - \epsilon) k_m k_p}{F_i}.$$

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 (c):

$$t_{\text{цmin}} = 3600 / h .$$

Если $t_{\text{цmin}}$ больше заданной продолжительности цикла $t_{\text{ц}}$, 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)

$$M_{\text{н}} = \frac{10^3 P}{0,105 n_{\text{н}}}$$

и средний пусковой момент (Н·м)

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

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):

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

$$t_{\text{т}} = \frac{0,105 n_{\text{н}} (I_{\text{д}} + I_{\text{м}})}{M_{\text{т}} + M_{\text{с}}} ,$$

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

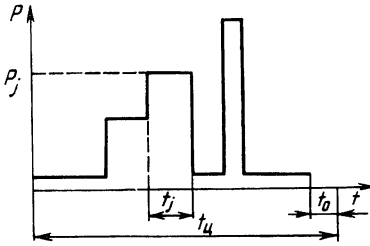
Время реверсирования шпинделя

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

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 P_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 P_2 в течение времени t_2 ; торможение противовключением; пауза для снятия обработанной детали и установки заготовки и др. Двигатель выбирают следующим образом.

Рис. 4.7. Цикловой нагрузочный график электродвигателя



Строят цикловой нагрузочный график. Для этого на оси абсцисс откладывают продолжительности t_j j -х интервалов цикла, на оси ординат — значения P_j мощности двигателя в j -м интервале (рис. 4.7).

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

$$\Delta P_j = P_j (1/\eta_j - 1),$$

где η_j — КПД электродвигателя, соответствующий мощности P_j [27].

Вычисляют среднюю мощность потерь за цикл работы станка:

$$\Delta P_{\text{ср}} = \sum_{j=1}^q \Delta P_j t_j / t_{\text{ц}},$$

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 P определяют исходя из наибольшей мощности $P_{\max}$ в цикле работы:

$$P = P_{\max} / \lambda,$$

где λ — коэффициент перегрузки: при предварительном выборе двигателя $\lambda = 1,5$.

Выбранный двигатель проверяют на нагрев по методу средних потерь. Для этого находят номинальное значение потерь мощности $\Delta P_{\text{н}}$ в двигателе при работе с номинальной мощностью P в режиме S1

$$\Delta P_{\text{н}} = P (1/\eta - 1)$$

и проверяют выполнение условия

$$\Delta P_{\text{н}} \geq \Delta P_{\text{ср}}. \quad (4.6)$$

Если условие (4.6) 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

$$\Delta A_{\text{п}} = 0,105 \cdot 10^{-3} n_{\text{н}} M_{\text{п.ср}} t_{\text{п}},$$

торможении

$$\Delta A_{\text{т}} = 0,315 \cdot 10^{-3} n_{\text{н}} M_{\text{т}} t_{\text{т}}$$

и реверсировании

$$\Delta A_{\text{рев}} = \Delta A_{\text{п}} + \Delta A_{\text{т}}.$$

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 $P = 1 \dots 100$ кВт и с синхронной частотой 1500 об/мин коэффициент $\beta_0 = 0,5 \dots 0,2$, а для двигателей 4А $\beta_0 = 0,45 \dots 0,3$ (меньшие значения относятся к большей мощности). Коэффициент $\beta_1 = 0,5(1 + \beta_0)$.

Таким образом, уточненные средние потери мощности (кВт) в электродвигателе за цикл работы в повторно-кратковременных режимах $S4, S5$

$$\Delta P_{\text{ср}} = \frac{\Delta A_{\text{п}} + \sum_{j=1}^q \Delta P_j t_j + \Delta A_{\text{т}}}{\beta_1 t_{\text{п}} + \sum_{j=1}^q t_j + \beta_1 t_{\text{т}} + \beta_0 t_0}.$$

Если с учетом уточненных потерь за цикл работы условие (4.6) не выполняется, следует выбрать более мощный двигатель и повторить расчет.

4.13. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ПРИВодОВ

Компоновки приводов. Приводы бывают нераздельными и раздельными. Нераздельный привод выполняется в виде комплекса коробки скоростей и шпиндельного узла, помещаемых в общий корпус. Такая конструкция компактна, но часто имеет неудовлетворительные динамические характеристики и теплостойкость, так как колебания и выделяемая в коробке теплота передаются на шпиндель. Раздельный привод состоит из коробки скоростей и шпиндельной бабки, выполненных в разных корпусах. Движение от последнего вала коробки скоростей поступает к шпиндельной бабке через ременную передачу. Для увеличения диапазона регулирования в шпиндельную бабку иногда встраивают перебор. Шпиндельный узел в раздельном приводе нагревается меньше. Колебания, возникающие в коробке скоростей, на шпиндельный узел не передаются.

Компоновки приводов с автоматической коробкой скоростей (АКС) на основе электромагнитных муфт рассмотрим подробнее. Для таких приводов (рис. 4.8) характерны большой диапазон регулирования частоты вращения шпинделя при постоянной мощности, высокая жесткость механической характеристики, высокий КПД, сравнительно низкая стоимость. При применении автоматической коробки скоростей регулирование частоты вращения возмож-

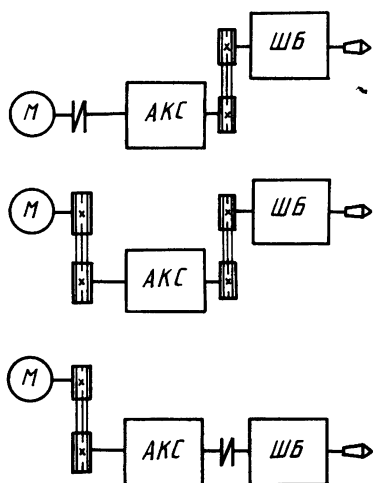


Рис. 4.8. Приводы с автоматической коробкой скоростей

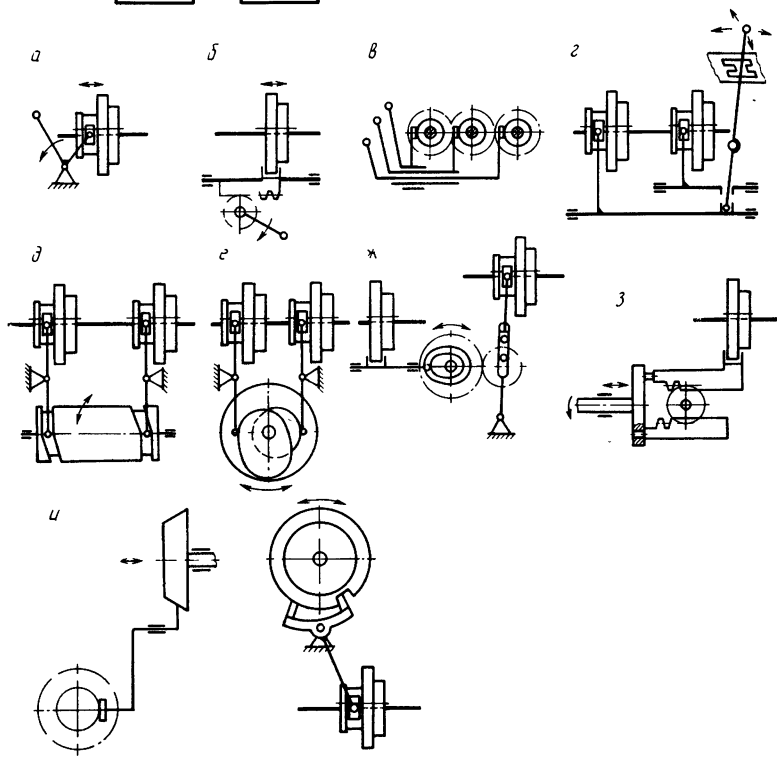


Рис. 4.9. Схемы механизмов переключения коробок скоростей

но под нагрузкой. В моменты пуска, торможения, реверса, а также при прерывистом и неравномерном резании в приводе возникают динамические нагрузки. Их значение и характер зависят от структуры привода и его динамических свойств. Исследование главных приводов токарных станков с автоматической

коробкой скоростей показало, что при импульсном возмущении лучшим по критерию динамических нагрузок является привод, в котором имеются фланцевое соединение двигателя с входным валом АКС и ременная передача между АКС и шпindelной бабкой (ШБ). Из-за ограничений на максимальный диаметр шкива и число ремней рекомендуется применять узкие клиновые и поликлиновые ремни, а также зубчато-ременные передачи. Если первый вариант невозможен и ременную передачу необходимо поместить между двигателем и АКС, для уменьшения динамических нагрузок рекомендуются облегченные шкивы (из алюминия, пластмассы).

Механизмы переключения коробок скоростей. Механизмы индивидуального непосредственного управления характеризуются тем, что каждый зубчатый блок переключается отдельной рукояткой, связанной с ним непосредственно (рис. 4.9, а) или через зубчато-рычажную передачу (рис. 4.9, б) (при перемещении блока на большое расстояние). С целью облегчения управления и уменьшения размеров панели управления две или три рукоятки целесообразно расположить на одной оси (рис. 4.9, в).

Механизмы группового управления позволяют переключать группу колес с помощью одной рукоятки путем переменного ее присоединения к элементам, связанным с этими колесами (рис. 4.9, г). Хотя количество рукояток уменьшается, длительность переключений возрастает.

Механизмы централизованного последовательного управления позволяют переключение всех колес и других элементов от одного органа управления. Они выполняются в виде кулачкового механизма с барабанным (рис. 4.9, д) или дисковым кулачком (рис. 4.9, е), а также могут включать в себя кривошипно-кулисный (рис. 4.9, ж) или кривошипно-кулисно-кулачковый механизм.

Управление с помощью кулачков становится централизованным, но процесс переключений длительным, невозможен предварительный набор скоростей, механизм управления громоздкий. Пазы могут быть расположены на обеих сторонах плоского диска.

Селективные механизмы позволяют набрать заданную частоту вращения еще до окончания работы станка на предыдущем режиме. Наиболее распространены механизмы с пальцевыми или реечными толкателями (рис. 4.9, з), а также с коническим селектором и балансирами (рис. 4.9, и). Для переключения вращения селектор отводят от толкателей или балансиров, поворачивают до требуемого положения, а затем перемещают в осевом направлении.

В зависимости от расположения органов управления механизмы позволяют непосредственное или дистанционное управление. В состав гидравлического механизма дистанционного управления входит цилиндр со штоком, соединенным с вилкой переключаемого зубчатого блока, и маслораспределитель в виде гидравлического крана, золотника или гидроселектора.

При использовании рукоятки и передаточного рычага приводной сухарь перемещается по окружности, смещаясь от оси вала, по которому передвигается зубчатое колесо (рис. 4.10, а, б). Размеры сухаря (мм) следующие:

<i>b</i>	10	12	16	20	25
<i>a</i>	5	6	8	10	13
<i>c</i>	18	22	28	36	45
<i>d</i>	5	6	8	10	13

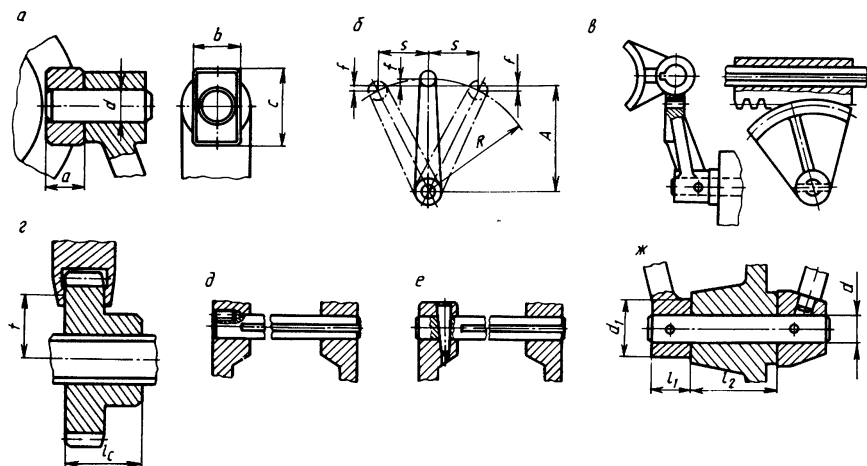


Рис. 4.10. Элементы механизмов переключения коробок скоростей

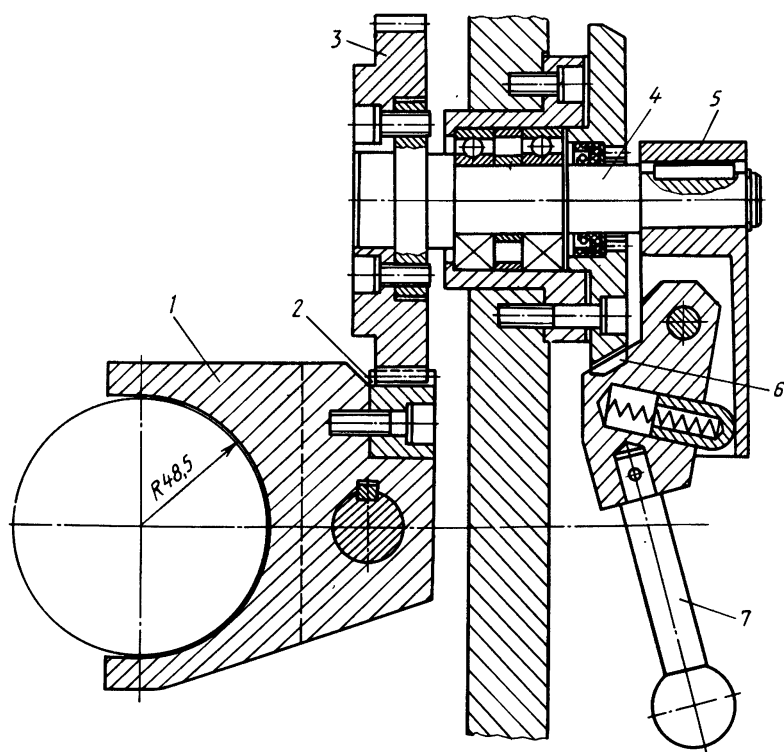


Рис. 4.11. Зубчато-рычажный механизм переключения частот вращения

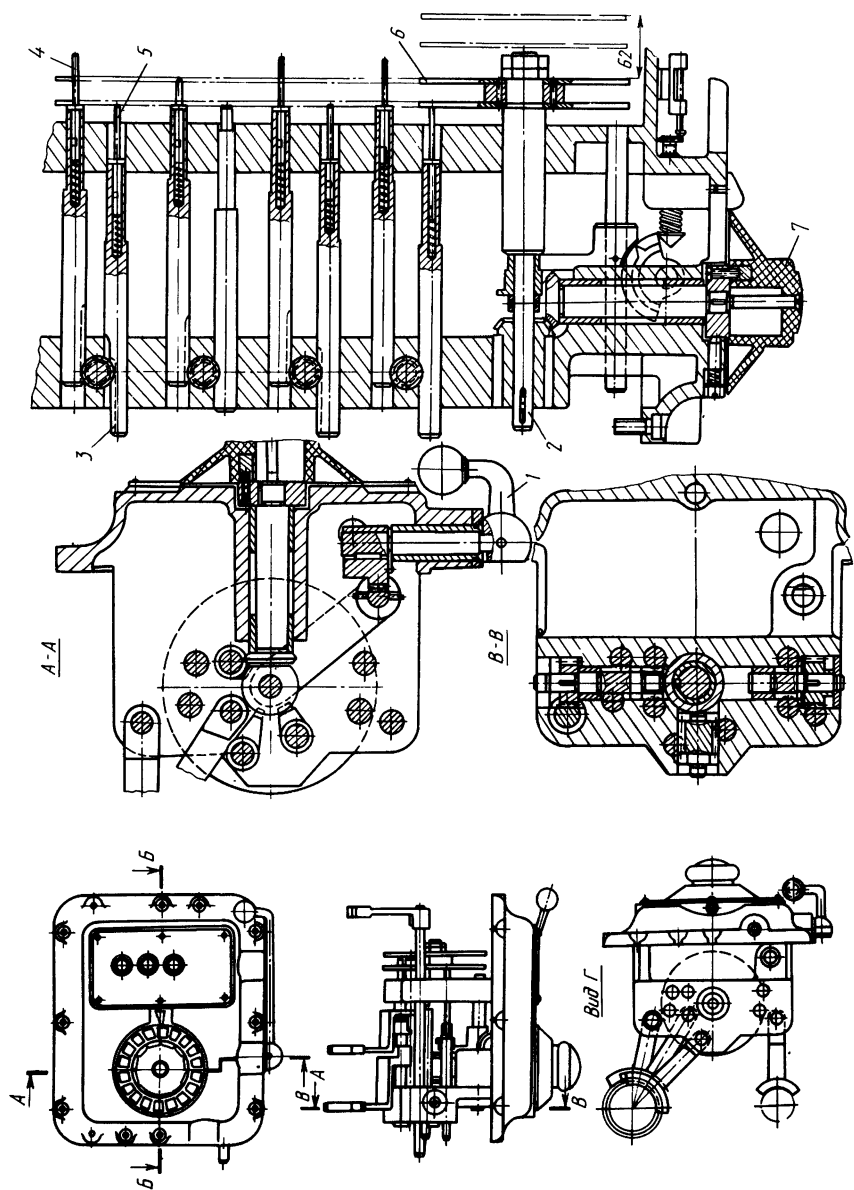


Рис. 4.12. Однорукоточный механизм переключения частот вращения

Принимают $A = R - f$ и допускают $f \leq 0,3c$. При проектировании механизма управления с рукояткой и передаточным рычагом, исходя из требуемых перемещений s зубчатого блока или ползушки и допускаемых углов поворота рукоятки, определяют размеры деталей механизма.

При большом перемещении зубчатого блока рычажным механизмом значение f выходит за допустимое, и в этом случае необходимо применять зубчато-рычажную передачу (рис. 4.10, в). Для перемещения зубчатого блока с небольшим расстоянием между венцами применяют охватывающую вилку (рис. 4.10, з). С целью уменьшения износа трущихся поверхностей принимают $t = l_c$. Обычно втулка с вилкой перемещаются по скалке (рис. 4.10, д, е). Принимают (рис. 4.10, ж): $d_1 = (1,5-1,6)d$; $l_1 = (1,2-1,5)d$; $l_2 = (2,0-2,5)d$. Конструкция зубчато-рычажного механизма приведена на рис. 4.11. От рукоятки 7 через ступицу 5, ось 4 и зубчатое колесо 3 движение передается ползушке 1, соединенной с рейкой 2. Рукоятка снабжена фиксатором 6.

Конструкция однорукоятчного селективного механизма переключения частот вращения шпинделя горизонтально-фрезерного станка приведена на рис. 4.12. При повороте рукоятки 1 диски 6 вместе с осью 2 перемещаются вправо и выходят из контакта со штифтами 4, 5 и др. Для перемещения зубчатого блока связанная с ним вилка соединена с одной из реек 3 (на рисунке не показано). Рейки приводятся в движение в результате перемещения влево дисков 6. В каждом из них имеется несколько рядов отверстий разного диаметра. В зависимости от совпадения осей отверстий в разных дисках один из штифтов пары проходит в отверстия обоих дисков, другой упирается в левый диск или оба штифта упираются в него. В результате соответствующий зубчатый блок занимает одно из трех положений.

Отверстия можно расположить и так, чтобы двухвенцовый блок занимал два положения. Диски поворачивают рукояткой 7. Каждому из ее 18 положений соответствует не повторяющаяся совокупность отверстий, расположенных против штифтов, а значит, и определенная совокупность положений зубчатых блоков в коробке скоростей.

Особенности расчета деталей. Валы обычно представляют как балки на шарнирных опорах. Действующие на них нагрузки определяют с учетом расчетной частоты вращения шпинделя и КПД передач. Силы проектируют на две перпендикулярные плоскости, проходящие через ось вала. Затем определяют реакции опор, строят эпюры моментов и производят расчет валов на прочность и жесткость. Если на валу находится несколько поочередно включаемых зубчатых колес, изгибающие моменты определяют для каждого включения и находят наибольшее напряжение.

Валы, входящие в состав коробок скоростей, могут быть разделены на три группы. К первой группе относятся валы, работающие при повышенных нагрузках, вызывающих изгиб и кручение. Основным фактором, определяющим их работоспособность, является усталостная прочность. Материал для изготовления вала выбирается в зависимости от его диаметра (по условию обеспечения прокаливаемости), а твердость назначается исходя из условий работы (табл. 4.6). Упрочняющая обработка таких валов состоит в объемной закалке с последующим высоким или средним отпуском. Ко второй группе относятся

Т а б л. 4.6. Рекомендуемые марки стали и методы упрочнения валов

Группа валов	Требования к твердости		Диаметр вала, мм	Марка стали	Метод упрочнения
	поверхности	сердцевины			
I	229...265 HB		До 20	45	Объемная за- калка с высо- ким отпуском (улучшение)
			20...80	40X	
			80...120	40XГТР	
			120...200	50XH	
	32...38 HRC ₃		До 30	40X	Объемная за- калка со сред- ним отпуском*
			30...100	40XГТР	
II	46...52 HRC ₃	Не регла- ментиру- ется	До 30	50XH	То же
				50XФА	
				9XC	
			30...50	9XC	
III	46...52 HRC ₃	Не регла- ментиру- ется	Опреде- ляется пара- метрами ус- тановки для индукционно- го нагрева	45	Закалка с ин- дукционным нагревом
				45	
	45...50 HRC ₃	Не менее 265 HB	До 40	40X	Объемная за- калка с низким отпуском*
			40...80	40XГТР	
			До 20	45	Объемная за- калка с высоким отпуском (улуч- шение) с после- дующей по- верхностной закалкой при индукцион- ном нагреве
			20...60	40X	
	46...52 HRC ₃	229...265 HB	60...120	40XГТР	Цементация с последующей объемной закал- кой**
			До 50	20X	
			50...100	18XГТ	
	56...60 HRC ₃	Не регла- ментирует- ся	100...140	12XНЗА	

* Допускается применять для валов с показателем геометрической жесткости $1000X \times (d/l)^2 > 15$, где d — диаметр вала, преобладающий вдоль его оси; l — длина вала. В этом случае невозможна правка вала в период мартенситного превращения.

** Следует применять для валов, устанавливаемых в подшипниках качения без внутреннего кольца.

валы, для которых должны быть обеспечены высокая износостойкость и прочность шлицев, а также износостойкость опорных шеек. Такие валы изготавливают из стали 45, заготовки их проходят нормализацию для улучшения обрабатываемости резанием, а обработанные детали — закалку с индукционным

нагревом. Третью группу составляют наиболее нагруженные валы, для которых надо обеспечить усталостную прочность, повышенную износостойкость поверхностей и сопротивление смятию. Для обеспечения требуемого сопротивления смятию толщина упрочненного слоя должна составлять 1,2 мм, требуемой износостойкости и стойкости против задиров при монтаже — 0,5 мм.

Зубчатые передачи рассчитываются по методике, изложенной в параграфе 3.4. Найденные значения модуля округляют до стандартных: 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16 мм.

4.14. РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДА

Задачи расчета. Главный привод станка при обработке детали нагружен крутящим моментом, который вследствие особенностей кинематики процесса резания, переменности припуска на детали и физико-механических свойств ее материала изменяется во времени. В результате в нем возникают крутильные колебания, обуславливающие динамические нагрузки, появление изгибных колебаний, снижение производительности обработки, уменьшение долговечности станка, а в некоторых случаях и потерю устойчивости его динамической системы. С целью обеспечения требуемого качества станка динамические характеристики привода рассчитывают при его проектировании и производят корректировку конструкции.

Составление расчетной схемы привода. Представим, что конструкция привода разработана в соответствии с кинематической схемой, изображенной на рис. 4.13, *а*. Необходимо произвести его динамический расчет и анализ.

Определяем моменты инерции всех вращающихся элементов привода. Момент инерции ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$) детали, являющейся сплошным телом вращения, определяется по зависимости

$$I = \frac{\pi \rho d^4 l}{32},$$

где ρ — плотность материала детали, $\text{кг}/\text{м}^3$; d и l — диаметр и длина детали, м.

Момент инерции ступенчатого вала

$$I = \frac{\pi \rho}{32} \sum_{j=1}^n d_j^4 l_j,$$

где d_j и l_j — диаметр и длина j -й ступени; n — число ступеней.

Момент инерции роторов двигателей и муфт можно вычислить, исходя из найденного по каталогу махового момента GD^2 :

$$I = 0,25GD^2.$$

Детали длиной до 1,5–2 их диаметра принимают в качестве сосредоточенных масс. В рассматриваемой конструкции это ротор электродвигателя 1, шкивы 2 и 3, блоки зубчатых колес 4 и 5, патрон 6.

Валы являются распределенными массами. При длине вала до 300 мм к моментам инерции находящихся на нем сосредоточенных масс присоединяют треть момента инерции вала. После этого расчетная схема привода по рис.

4.13, *a* может быть представлена в виде сосредоточенных масс 1, 2, ..., 6 с моментами инерции

$$I'_1 = I_1 + \frac{1}{6} I_I; \quad I'_2 = I_2 + \frac{1}{6} I_I;$$

$$I'_3 = I_3 + \frac{1}{6} I_{II}; \quad I'_4 = I_4 + \frac{1}{6} (I_{II} + I_{III});$$

$$I'_5 = I_5 + \frac{1}{6} (I_{IV} + I_V); \quad I'_6 = I_6 + \frac{1}{6} I_V,$$

где $I_1, I_2, \dots, I_6$ — моменты инерции сосредоточенных масс; $I_I, I_{II}, \dots, I_V$ — моменты инерции участков валов, примыкающих к этим массам.

Длинные валы разбивают на ряд участков и, повторяя несколько раз описанную процедуру, присоединяют их моменты инерции к сосредоточенным массам.

Находим крутильную податливость элементов привода. Крутильную податливость валов определяют по зависимостям, приведенным в табл. 4.7. Неравномерность распределения крутящего момента M вдоль ступицы зубчатого колеса, насаженного на шлицевый вал, учитывается путем использования его расчетной длины l [44]. Для валов, образующих с зубчатыми колесами соединения с зазором и имеющих размеры в соответствии с рис. 4.13, *б*,

$$l = l_0 + 0,3 (l_1 + l_2).$$

При наличии соединений с натягом

$$l = l_0 + 0,25 (l_1 + l_2).$$

В случае шпоночного соединения

$$l = l_0 + 0,5 (l_1 + l_2).$$

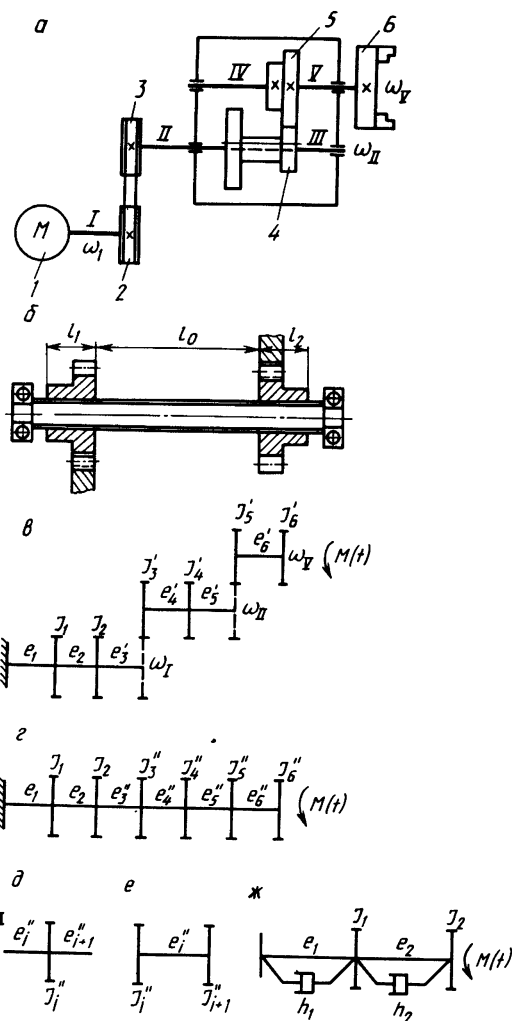
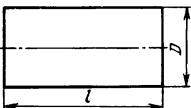
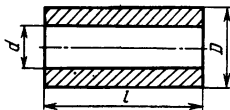
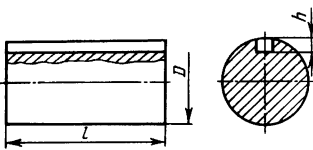
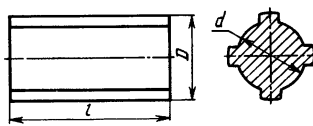
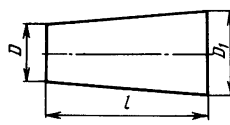


Рис. 4.13. Схемы к расчету динамических характеристик главного привода

Т а б л. 4.7. Крутильная податливость элементов вала

Эскиз элемента вала	Крутильная податливость e , рад/(Н·м)
	$\frac{32}{\pi G} \frac{1}{D^4}$
	$\frac{32}{\pi G} \frac{1}{D^4 - d^4}$
	$\frac{32}{\pi G} \frac{1}{(D - 0,5h)^4}$
	$\frac{32}{\pi G} \frac{1}{d^4}$
	$\frac{32}{\pi G} \frac{1}{D_1 - D^4} \frac{D}{3D_1} \left(1 + \frac{D}{D_1} + \frac{D^2}{D_1^2} \right)$

Крутильная податливость (рад/(Н·м)) муфты с резиновой звездочкой

$$e = \frac{10^{-5} m}{k D^3 H^{3/2}},$$

где k — динамический коэффициент, учитывающий жесткость резины при ее колебаниях (среднее значение $k = 2 \dots 2,5$); D — номинальный наружный диаметр муфты, м; H — твердость резины по Шору: $H = 7,4$ HRD; $m = 10$ при $D = 0,025 \dots 0,04$ м, $m = 4,5$ при $D = 0,05 \dots 0,1$ м.

Крутильная податливость упругой втулочно-пальцевой муфты

$$e = \frac{0,16 \cdot 10^{-5}}{k d_{\max}^3 H^{3/2}},$$

где $d_{\max}$ — наибольший диаметр соединяемых валов, м.

Крутильная податливость ременной передачи связана с расчетной длиной ветви между шкивами:

$$l = \sqrt{L^2 - 0,25 (D_1^2 - D_2^2)} + 0,015v (D_1 + D_2),$$

где L — межосевое расстояние, м; D_1 и D_2 — диаметры шкивов, м; v — скорость ремня, м/с;

$$e = \frac{4l}{kD^2 EF} ;$$

k — коэффициент, учитывающий условия работы передачи: $k = 1$, когда окружная сила P вдвое больше силы предварительного натяжения P_0 , $k = 2$ при $P < 2P_0$; E — модуль упругости ремня, МПа (модуль упругости зубчатых ремней со стальным кордом, клиновых ремней со шнуровым кордом, плоских полимерных ремней соответственно равен 6000...35000 МПа, 600...800, 2200...3800 МПа); F — площадь поперечного сечения ремня, м².

Крутильная податливость асинхронного электродвигателя

$$e = \frac{1}{2p\lambda M_H} ,$$

где p — число пар полюсов двигателя; λ — кратность максимального момента; M_H — номинальный момент двигателя, Н·м.

Крутильная податливость зубчатой передачи обуславливается не только изгибом и контактной деформацией ее зубьев, но и дополнительным поворотом колес, который является следствием деформации опор и изгиба валов.

Составляющая крутильной податливости пары зубчатых колес, обусловленная изгибной и контактной деформацией их зубьев,

$$e'_{з.к} = \frac{4 \cdot 10^{-5} k}{bd^2 \cos^2 \alpha} ,$$

где k — коэффициент, для прямозубых колес равный 6, для косозубых — 3,6; α — угол зацепления передачи.

Деформация опоры вала складывается из упругой деформации подшипника качения и деформации стыков между поверхностями внутреннего кольца подшипника и вала, а также наружного кольца и отверстия в корпусе.

Деформация (м) однорядного шарикоподшипника

$$\Delta_{п.ш} = 10^{-6} (0,7 - 2d) (0,1P)^{2/3},$$

где d — внутренний диаметр подшипника, м; P — нагрузка на опору, Н.

Деформация роликового подшипника без предварительного натяга

$$\Delta_{п.р} = 10^{-10} kd^{-1} P ,$$

где k — коэффициент: для роликового подшипника нормальной серии $k = 0,52$, для подшипника широкой серии $k = 0,33$, для подшипника с короткими роликами $k = 0,65$, для двухрядного роликоподшипника $k = 0,4$; для

подшипников с предварительным натягом значение k следует уменьшить в 2 раза.

Суммарная деформация стыков между поверхностями колец подшипника, вала и корпуса

$$\Delta_c = \frac{4 \cdot 10^{-8} P k}{\pi d b} \left(1 + \frac{d}{D} \right), \quad (4.7)$$

где $k_1 = 1 \dots 2,5$; b и D — ширина и наружный диаметр подшипника, м.

Вектор перемещения k -го зубчатого колеса, обусловленного деформацией опор вала,

$$\bar{\Delta}_k = \bar{\Delta}_\Pi + \bar{\Delta}_c.$$

Перемещения $\bar{\delta}_k$ и $\bar{\delta}_{k+1}$ зубчатых колес пары, обусловленные суммарными прогибами $\bar{y}_k$ и $\bar{y}_{k+1}$ валов в сечениях, где расположены зубчатые колеса,

$$\bar{\delta}_k = \bar{y}_k + \bar{\Delta}_k; \quad \bar{\delta}_{k+1} = \bar{y}_{k+1} + \bar{\Delta}_{k+1},$$

где $\bar{\Delta}_k$ и $\bar{\Delta}_{k+1}$ — перемещения зубчатых колес передачи, вызванные деформациями опор валов.

Вектор относительного перемещения зубчатых колес передачи

$$\bar{\delta}_{k,k+1} = \bar{\delta}_k - \bar{\delta}_{k+1}.$$

Крутильная податливость (рад/(Н·м)) зубчатой передачи, вызванная изгибом валов и деформацией опор и приведенная к k -му колесу,

$$e''_{3,k} = \frac{\psi_k}{M_k} = \frac{4\delta_{(k,k+1)t} + 4\delta_{(k,k+1)r} \operatorname{tg}(\alpha + \rho)}{d_k^2 F_{(k)t}},$$

где ψ_k — угол относительного поворота зубчатых колес передачи, обусловленный их перемещениями вследствие деформации зубьев, валов и опор; M_k — крутящий момент, передаваемый k -м зубчатым колесом, Н·м; $\delta_{(k,k+1)t}$ и $\delta_{(k,k+1)r}$ — тангенциальная и радиальная составляющие относительного перемещения пары зубчатых колес; ρ — угол трения в контакте зубчатых колес; d_k — диаметр начальной окружности k -го зубчатого колеса, м; $F_{(k)t}$ — окружная сила в передаче, Н.

Полная крутильная податливость зубчатой передачи

$$e = e'_{3,k} + e''_{3,k}.$$

На основе кинематических связей в главном приводе, моментов инерции его элементов и податливости связей можно построить схему динамической системы привода. Такая схема для привода, показанного на рис. 4.13, а, при передаче момента зубчатыми колесами 4 и 5, приведена на рис. 4.13, в. Используются обозначения I_1 и I_2 — моменты инерции ротора электродвигателя и шкива ременной передачи; I'_3, I'_4, I'_5, I'_6 — приведенные моменты инер-

ции шкива 3, блоков 4 и 5 зубчатых колес, патрона 6 и примыкающих к ним участков валов; e_1 — податливость электромагнитного поля электродвигателя; e_2 — податливость соединения шкива 2 с валом электродвигателя; e'_3 — эквивалентная крутильная податливость ременной передачи; e'_4 — эквивалентная крутильная податливость вала II, сложенная с податливостями соединений его со шкивом 3 и колесом 4; e'_5 — эквивалентная крутильная податливость зубчатой передачи 4–5; e'_6 — эквивалентная крутильная податливость вала V, сложенная с податливостями соединений его с колесом 5 и патроном 6. Горизонтальными линиями обозначены упругие связи, вертикальными штриховыми — кинематические связи.

Многоступенчатую расчетную схему заменяют линейной. При этом моменты инерции вращающихся масс I'_k и податливости e'_k приводят к одному валу, обычно к валу электродвигателя I:

$$I''_{k,I} = I'_k i_k^2; \quad e''_{k,I} = e'_k / i_k^2,$$

где i_k — передаточное отношение передач от вала I к валу с номером k : $i_k = \omega_k / \omega_I$; ω_k и ω_I — угловые скорости валов.

Расчетная схема динамической системы привода, приведенной к валу электродвигателя, показана на рис. 4.13, г. Число степеней свободы и частот собственных колебаний системы равно числу имеющихся в ней инерционных элементов.

Упрощение расчетной схемы привода. Если частота возмущающих воздействий не больше максимальной частоты вращения элементов привода, высшими собственными частотами колебаний системы можно пренебречь и упростить ее, сведя к двух- или трехмассовой, имеющей две или три собственные частоты. Методика этого преобразования следующая.

Систему с n степенями свободы разбивают на $m = 2(n-1)$ парциальных систем, среди которых выделяют системы первого типа (рис. 4.13, д) с номерами 1, 3, 5, ..., $m-1$, и второго типа (рис. 4.13, е) с номерами 2, 4, 6, ..., m . Для первых систем $j = (l+1)/2$, для вторых $j = l/2$.

Квадраты собственных частот парциальных систем первого типа

$$\omega_l^2 = \frac{e_l + e_{l+1}}{e_l e_{l+1} I_l},$$

второго типа

$$\omega_l^2 = \frac{I_l + I_{l+1}}{e_l I_l I_{l+1}}.$$

Из всех собственных частот парциальных систем выбирают максимальную ω_L . Задаются коэффициентом $\epsilon = 2...3,5$, определяющим точность сохранения динамических характеристик системы, частотой ω внешнего возмущаю-

щего воздействия и проверяют соотношение $\omega_L / \omega \geq \epsilon$. Если оно выполняется, система может быть упрощена следующим образом.

При четном L в расчетной схеме выделяют элементы I_{L-1} , e_L , I_L , e_{L+1} , I_{L+1} , принимают $j = L/2$ и

$$\bar{e}_j = e_j + \frac{e_{j+1} I_{j+1}}{I_j + I_{j+1}} ;$$

$$\bar{e}_{j+1} = 0;$$

$$\bar{e}_{j+2} = e_{j+2} + \frac{e_{j+1} I_j}{I_j + I_{j+1}} ;$$

$$\bar{I}_j = I_j + I_{j+1} ;$$

$$\bar{I}_{j+1} = 0.$$

Элементы $\bar{e}_{j+1} = 0$ и $\bar{I}_{j+1} = 0$ отбрасывают.

При нечетном L в расчетной схеме выделяют элементы e_L , I_L , e_{L+1} , I_{L+1} , e_{L+2} , принимают $j = (L+1)/2$ и элементам присваивают значения

$$\bar{e}_j = 0;$$

$$\bar{e}_{j+1} = e_j + e_{j+1} ;$$

$$\bar{I}_{j-1} = I_{j-1} + \frac{e_{j+1} I_j}{e_j + e_{j+1}} ;$$

$$\bar{I}_j = 0;$$

$$\bar{I}_{j+1} = I_{j+1} + \frac{e_j I_j}{e_j + e_{j+1}} .$$

Элементы $\bar{e}_j = 0$ и $\bar{I}_j = 0$ отбрасывают.

Оставшимся $n - 1$ элементам присваивают новые последовательные номера и повторяют все действия, начиная с разбиения новой системы на парциальные системы. Таким путем исходную систему сводят к двух- или трехмассовой.

На расчетной схеме полученной двухмассовой системы (рис. 4.13, ж) показаны элементы демпфирования. Коэффициенты h_1 и h_2 характеризуют рассеивание энергии колебаний в электродвигателе и механических элементах привода. Коэффициент демпфирования асинхронного электродвигателя (Н·м·с/рад)

$$h_1 = \omega_s I_1 S_k ,$$

где ω_3 — угловая скорость ротора двигателя, рад/с; I_1 — момент инерции ротора, кг·м²; S_k — критическое скольжение ротора электродвигателя.

Для двигателя постоянного тока

$$h_1 = I_1 / T_3,$$

где T_3 — электромагнитная постоянная двигателя: $T_3 = L_d / R_d$; L_d и R_d — индуктивность и сопротивление цепи якоря.

Коэффициент демпфирования механической части привода

$$h_2 = \frac{\theta}{\pi} \sqrt{\frac{I_2}{e_2}},$$

где θ — логарифмический декремент затухания, принимаемый равным 0,15... 0,3.

Возбуждение колебаний в приводе может быть следствием переменности сил резания, погрешностей элементов привода, дисбаланса вращающихся частей. Часто встречается случай, когда привод возбуждается крутящим моментом, приложенным к шпинделю, переменная часть которого $M(t)$ рассматривается, как функция времени t .

Дифференциальные уравнения привода. Если в качестве переменных состояния системы принять угловые отклонения $\varphi_1(t)$ и $\varphi_2(t)$ приведенных масс I_1 и I_2 от угла поворота шпинделя, вращающегося с постоянной скоростью, буквами C_1 и C_2 обозначить коэффициенты жесткости участков цепи привода ($C_1 = 1/e_1$, $C_2 = 1/e_2$), то система линейных дифференциальных уравнений рассматриваемого привода записывается следующим образом:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + (h_1 + h_2) \dot{\varphi}_1 + (C_1 + C_2) \varphi_1 - h_2 \dot{\varphi}_2 - C_2 \varphi_2 = 0;$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 + h_2 \dot{\varphi}_2 + C_2 \varphi_2 - h_2 \dot{\varphi}_1 - C_2 \varphi_1 = M(t).$$

В результате преобразований по Лапласу уравнения системы приобретают вид:

$$\begin{aligned} [I_1 p^2 + (h_1 + h_2)p + (C_1 + C_2)] \varphi_1(p) - (h_2 p + C_2) \varphi_2(p) &= 0; \\ -(h_2 p + C_2) \varphi_1(p) + [I_2 p^2 + h_2 p + C_2] \varphi_2(p) &= M(p), \end{aligned} \quad (4.8)$$

где p — оператор Лапласа; $\varphi_1(p)$ и $\varphi_2(p)$ — лапласовы изображения $\varphi_1(t)$ и $\varphi_2(t)$; $M(p)$ — лапласово изображение составляющей $M(t)$ крутящего момента на шпинделе.

Определение динамических характеристик привода. Найдя решение $\varphi_1(p)$ и $\varphi_2(p)$ системы линейных уравнений (4.8), можно записать передаточные функции исследуемой динамической системы. Анализ крутильных колебаний шпинделя может быть выполнен с использованием передаточной функции $W_1(p) = \varphi_2(p) / M(p)$.

Динамические нагрузки в механической части привода исследуют на основе передаточной функции $W_2(p) = M_1(p)/M(p)$, где $M_1(p)$ — лапласово изображение момента упругих сил в механической части привода: $M_1(p) = C_2[\varphi_2(p) - \varphi_1(p)]$. Методами теории систем автоматического регулирования и динамики металлорежущих станков [28] по передаточным функциям можно найти частотные характеристики привода, условия появления резонанса, пути отстройки привода от резонанса, исследовать переходный процесс в нем, оценить показатели динамического качества.

5. ПРИВОДЫ ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ С БЕССТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

5.1. ТИПОВЫЕ СТРУКТУРЫ ПРИВОДОВ С ДВИГАТЕЛЕМ ПОСТОЯННОГО ТОКА

Применение приводов с бесступенчатым регулированием позволяет повысить производительность станков благодаря точной настройке оптимальной скорости резания и ее регулированию в процессе выполнения цикла обработки. Для бесступенчатого регулирования скорости в основном применяют приводы с двигателем постоянного тока и тиристорным управлением.

Частота вращения такого двигателя регулируется в двух областях. От минимальной частоты его вращения до номинальной n_n регулирование осуществляется изменением напряжения в цепи якоря, при этом на валу двигателя поддерживается постоянный крутящий момент. Выше n_n регулирование частоты вращения производится изменением поля возбуждения, и мощность двигателя остается постоянной. Диапазон регулирования R_p бесступенчатых приводов при постоянной мощности составляет 2,5–4. Если этого достаточно для станка, регулируемый электродвигатель постоянного тока с максимальной частотой вращения $n_{\text{дmax}} = 4000 \dots 6000$ об/мин соединяют непосредственно со шпинделем станка. В том случае, когда требуется более широкий диапазон регулирования частоты вращения шпинделя (в станках с ЧПУ он достигает 50...250), между электродвигателем и шпинделем устанавливают двух-, трех- или четырехступенчатую коробку скоростей, а между приводом и коробкой или между коробкой и шпинделем помещают ременную передачу с передаточным отношением $i_p = 0,5 \dots 2$.

Из экономических соображений части $R_p = 8 \dots 20$ общего широкого диапазона R регулирования частоты вращения шпинделя станков с ЧПУ должна соответствовать обработка с постоянной мощностью.

При применении коробки скоростей диапазон R_p получают сочетанием двух, трех или четырех диапазонов R'_p (поддиапазонов).

Типовые структуры главного привода токарных станков с ЧПУ приведены на рис. 5.1. Привод по схеме *a* включает регулируемый электродвигатель постоянного тока *M*, двухступенчатую переключаемую ременную передачу и шпиндельный узел *Ш*. В приводы по схемам *б* и *в* входит коробка скоростей *КС* с автоматическим переключением частоты вращения. Если диапазон регулирования шпинделя с постоянной мощностью $R_p = 8 \dots 16$, а диапазон регулирования двигателя $R_d = 2 \dots 2,5$, применяют трехступенчатые коробки, при $R_d = 3 \dots 4$ – двухступенчатые. В тех случаях, когда $R_p = 16 \dots 40$ и $R_d = 3 \dots 4$, в привод встраивают трехступенчатую коробку. Схема *г* включает шпиндельную бабку *ШБ* с встроенной коробкой скоростей. Когда $R_p = 8 \dots 16$, $R_d = 2 \dots 3,5$, механическую часть привода рекомендуется делать трехступенчатой; при $R_d = 3 \dots 4$ – двухступенчатой. При $R_d = 16 \dots 40$ механическая часть должна быть соответственно четырех- и двухступенчатой. Приводы по схемам *a–г* с ременной передачей, способной передавать относительно небольшой крутящий

Т а б л. 5.1. Характеристики приводов

Структура привода	Тип станка	Заданные параметры станка			Число ступеней частоты вращения при R_d		
		Диаметр шпинделя или ширины стола, мм	Наибольший диаметр фрезы, планшайбы, сверла, мм	Наибольший крутящий момент на шпинделе $M_{\max}$, Н·м	Диапазон регулирования частоты вращения шпинделя с постоянной R_p	R_d	
По рис. 5.1, а	Вертикально-фрезерные	200...300	100...160	200...800	8...16	3	2
	Сверлильно-фрезерно-расходные	250...630	100...200	150...600	8...16	3	2
	Вертикально-кально-фрезерные	200...630	100...315	500...2500	16...40	4	3
По рис. 5.1, б	Координатно-сверлильные	1000	Свыше 50 мм	800	16...40	3; 4	2; 3
	Горизонтально-расходные	φ90...110	200...250	1000...2000	16...40	3	2; 3
		φ120...200	250...400	2000...10 000	16...40	3; 4	2; 3
		φ220...320	600...800	15 000...60 000	16...40	3; 4	3

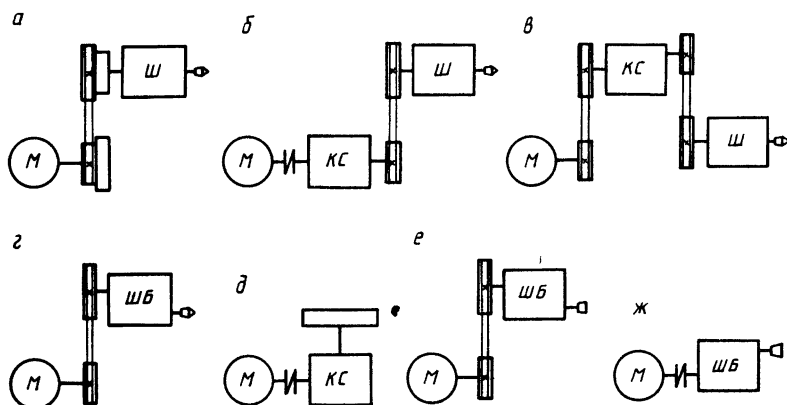


Рис. 5.1. Типовые структуры главного привода станков с ЧПУ

момент, целесообразно применять в токарных станках небольших и средних размеров (наибольший диаметр обрабатываемого изделия 200...400 мм). Приводы по схеме *д* с двигателем постоянного тока, автоматическим переключаемым редуктором и постоянными передачами на планшайбу 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. 5.1, *е, ж*, характеристики приводов — в табл. 5.1.

5.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Исходными данными для кинематического расчета привода являются: выбранная структура привода (рис. 5.2), предельные частоты вращения шпинделя $n_{\min}$ и $n_{\max}$, предельные и номинальная частоты вращения электродвигателя $n_{\min}$, $n_{\max}$, $n_{\text{д.н}}$, 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

$$R = R_{\text{д}} R_{\text{м}} = R_{\text{дМ}} R_{\text{дР}} R_{\text{м}} .$$

Отсюда

$$R_{\text{м}} = R / R_{\text{д}} .$$

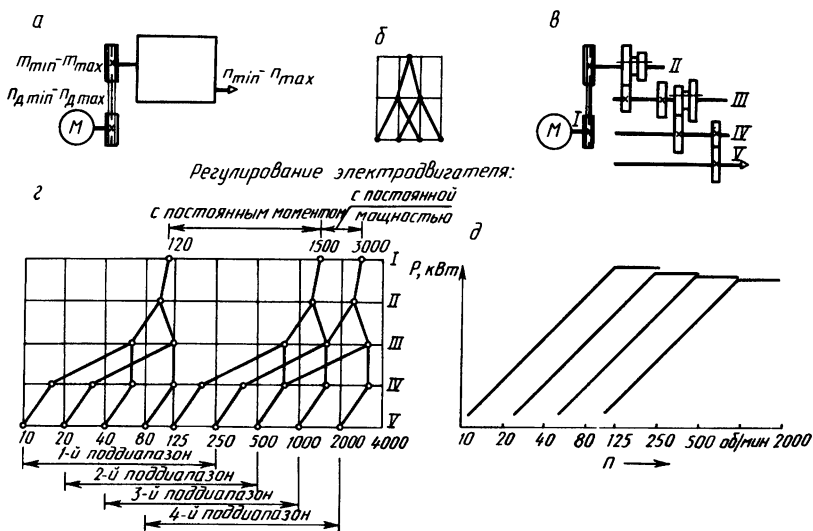


Рис. 5.2. Схемы к кинематическому расчету главного привода

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

$$R_P = R_{дP} R_M . \quad (5.1)$$

Диапазоны регулирования можно определить по исходным данным:

$$R = n_{\max} / n_{\min} ; \quad R_{д} = n_{д\max} / n_{д\min} ;$$

$$R_{дP} = n_{д\max} / n_{д.н} .$$

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

$$R_M = \varphi_1^{z-1} \quad (5.2)$$

и для обеспечения бесступенчатого регулирования частоты вращения шпинделя во всем диапазоне (без "провалов") принимают $\varphi_1 = R_{дP}$, из зависимостей (5.1) и (5.2) следует

$$R_P = R_{дP} R_M = \varphi_1 \varphi_1^{z-1} = \varphi_1^z .$$

Отсюда требуемое число ступеней коробки скоростей

$$z = \lg R_P / \lg \varphi_1 .$$

Число ступеней коробки скоростей, а следовательно, и число поддиапазо-

нов регулирования привода оптимизируют. Когда электродвигатель обеспечивает бесступенчатое регулирование частоты вращения входного вала коробки скоростей с постоянной мощностью в интервале от $m_{\min}$ до $m_{\max}$ и шпинделя при таком же регулировании в интервале от $n_{\min}$ до $n_{\max}$, диапазоны регулирования

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

Если k_m и k — числа интервалов, соответствующие R_m и R на графике частот вращения,

$$R_m = \varphi_1^{k_m}; \quad R = \varphi_1^k;$$

$$k_m = \lg R_m / \lg \varphi_1; \quad k = \lg R / \lg \varphi_1.$$

Если s_d и s — количество частот вращения электродвигателя и шпинделя при регулировании с постоянной мощностью,

$$k_m = s_d - 1; \quad k = s - 1.$$

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

$$z = \frac{k - k'}{k_m - k'} \quad (5.3)$$

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 колёс.

При $k \leq 3k_m + 2$ следует применять трехступенчатую коробку скоростей, а при $k \leq 4k_m + 3$ — 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 (см. рис. 5.2, 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, электродвигателя $n_{д \min} = 100$ об/мин, $n_{д \max} = 3000$ об/мин. Производится двухзонное регулирование двигателя, его номинальная частота вращения $n_{д.н} = 1500$ об/мин. Передаточное отношение ременной передачи $i_p = 0,8$.

Расчет осуществляется следующим образом. Определяем диапазоны регулирования привода

$$R = n_{\max} / n_{\min} = 2000/10 = 200,$$

двигателя

$$R_d = n_{д \max} / n_{д \min} = 3000/100 = 30,$$

двигателя при постоянной мощности

$$R_{дP} = n_{д \max} / n_{д.н} = 3000/1500 = 2,$$

двигателя при постоянном моменте

$$R_{дM} = R_d / R_{дP} = 30/2 = 15,$$

шпинделя при постоянной мощности

$$R_P = R / R_{дM} = 200/15 = 40/3.$$

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

$$z = \frac{\lg R_P}{\lg \varphi_1} = \frac{\lg \frac{40}{3}}{\lg 2} = \frac{1,248}{0,301} \approx 4,026.$$

Принимаем $z = 4$. Проверка по зависимости (5.3) показала, что следует применить четырехступенчатую коробку скоростей. Тогда диапазон регулирования коробки скоростей

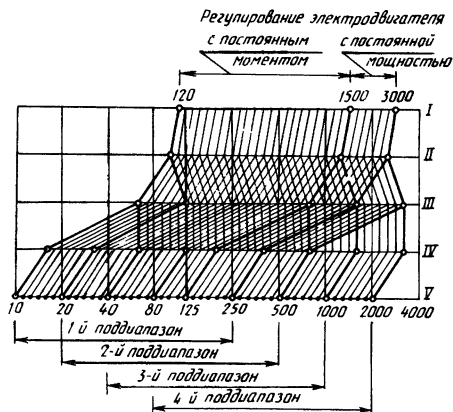
$$R_M = \varphi_1^{z-1} = 2^{4-1} = 8,$$

электрического регулирования привода

$$R_3 = R / R_M = 200/8 = 25.$$

Предполагаем сделать коробку с двумя групповыми и одиночной передачами (рис. 5.2, б). Строим структурную сетку коробки (рис. 5.2, б), приняв в качестве основной первую по порядку группу. Определяем минимальные частоты вращения шпинделя для каждого из поддиапазонов регулирования: $n_{1\min} = 10$ об/мин, $n_{2\min} = n_{1\min} \varphi_1 = 10 \times$

Рис. 5.3. График частот вращения шпинделя станка с ЧПУ



$$\times 2 = 20 \text{ об/мин}, n_{3\min} = n_{2\min} \varphi_1 = 20 \cdot 2 = 40 \text{ об/мин}, n_{4\min} = n_{3\min} \varphi_1 = 40 \cdot 2 = 80 \text{ об/мин}.$$

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 : $n_{1\max} = n_{P\min} \varphi_1 = 125 \cdot 2 = 250 \text{ об/мин}$, $n_{2\max} = n_{1\max} \varphi_1 = 250 \cdot 2 = 500 \text{ об/мин}$, $n_{3\max} = n_{2\max} \varphi_1 = 500 \cdot 2 = 1000 \text{ об/мин}$, $n_{4\max} = n_{3\max} \varphi_1 = 1000 \cdot 2 = 2000 \text{ об/мин}$.

Строим график частот вращения шпинделя (рис. 5.2, з) и диаграммы мощности для всех поддиапазонов регулирования (рис. 5.2, д).

На рис. 5.3 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 $\varphi = \sqrt[6]{2} \approx 1,12$.

5.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ НА ПРИВОД

Важнейшей характеристикой главного привода с бесступенчатым регулированием скорости является номинальный расчетный крутящий момент на шпинделе $M_{н.р}$, принимаемый за исходную нагрузку при расчете передач на усталостную прочность. Значение $M_{н.р}$ (Н·м) задается в исходных данных или определяется по приближенным эмпирическим зависимостям. Для главного привода токарных станков

$$M_{н.р} = C_1 C_2 D_{\max},$$

где C_1 — коэффициент, учитывающий силу резания; C_2 — коэффициент, учитывающий колебания силы резания, зависящие от типа соединения привода со шпинделем или шпиндельной бабкой; $D_{\max}$ — наибольший диаметр обрабатываемой на станке заготовки, м.

Значения C_1 для универсальных токарных станков с ЧПУ, предназначенных для обработки легированных и углеродистых сталей твердосплавными резцами:

Сечение резца ($h \times b$), мм ²	16×16	20×16	20×20	25×20	25×25	32×25	32×32
C_1	1250	1600	2000	2400	3000	3600	4350

Для главных приводов полуавтоматов с ЧПУ эти значения C_1 следует увеличить в 1,2–1,25 раза.

Если шпиндельная бабка соединена с редуктором или автоматической коробкой скоростей ременной передачей, $C_2 = 0,85$. Для других конструкций $C_2 = 1$.

Для главного привода токарно-карусельных станков

$$M_{н.р} = 20\,000 D_{\max}^{1,5}.$$

При проектировании главного привода фрезерных, сверлильно-фрезерных и сверлильно-фрезерно-расточных станков за расчетную нагрузку принимают крутящий момент (Н·м) на шпинделе при обработке твердосплавной торцевой фрезой:

$$M_{н.р} = C_3 t S_z z k,$$

где C_3 — коэффициент, учитывающий удельный крутящий момент (табл. 5.2); t — глубина резания, мм; S_z — подача на зуб, мм/зуб (t и S_z соответствуют предельному для данного станка сечению среза); z — число зубьев торцевой твердосплавной фрезы максимального диаметра; $k = 1,1 \dots 1,4$ — коэффициент динамической нагрузки при фрезеровании (большие значения используются при меньших диаметрах фрезы).

Т а б л. 5.2. Коэффициенты C_3 при фрезеровании деталей из стали и серого чугуна твердосплавными торцевыми фрезами

Обрабатываемый материал	Подача, мм/зуб	Значения C_3 при предельном диаметре фрезы, мм								
		100	125	160	200	250	320	400	500	600
Сталь	0,25 и меньше	55	70	88	110	135	175	220	270	330
	Больше 0,25	40	50	65	80	100	125	160	200	240
Серый чугун	0,5 и меньше	22	28	35	44	55	70	88	110	132
	Больше 0,5	20	24	30	38	48	60	75	95	114

5.4. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ПРИВОДОВ

Определение коэффициента полезного действия привода. Коэффициент полезного действия механической системы привода с двигателем постоянного тока в зоне регулирования с постоянным моментом определяется по зависимости

$$\eta = \frac{\alpha \gamma P - \Delta P_{\text{м}}}{\alpha \gamma P},$$

где α — доля использования номинальной мощности P двигателя; $\gamma = n_{\text{д}}/n_{\text{д.н}}$; $n_{\text{д}}$ и $n_{\text{д.н}}$ — текущая и номинальная частоты вращения двигателя.

Коэффициент полезного действия в зоне регулирования с постоянной мощностью определяется по зависимости (4.3).

Расчетные нагрузки на элементы привода. Номинальный расчетный момент на шпинделе $M_{\text{н.р}}$ представляет собой наибольшую длительно действующую нагрузку. Исходя из $M_{\text{н.р}}$ и кинематических связей, определяют расчетный момент $M_{\text{н.р}j}$ на каждом j -м элементе привода (на валах, в ременных передачах и т.д.). Используя моменты $M_{\text{н.р}j}$, производят расчет элементов привода на выносливость.

Так как входные элементы главного привода — первый вал автоматической коробки скоростей, зубчатые передачи между первым и следующим валом — подвержены значительным перегрузкам, расчет их на выносливость производят с использованием расчетного момента $(1,3 \dots 1,5) M_{\text{н.р}j}$ [81].

Шпиндельный узел и патрон рекомендуется рассчитывать, исходя из момента, в 3—4 раза превосходящего $M_{\text{н.р}}$.

Чтобы учесть динамические нагрузки при переходных процессах (при пуске и торможении), а также кратковременные перегрузки в процессе резания, выполняют расчет передач и деталей на малоцикловую или ударно-цикловую прочность. При этом элементы, связанные с первым валом автоматической коробки скоростей, следует рассчитывать с использованием момента, равного контрольному моменту $M_{\text{к}}$ находящихся на нем электромагнитных муфт, но не превосходящего $4M_{\text{н.р}j}$. Число циклов действующей нагрузки принимают равным 10^5 . Элементы, находящиеся в шпиндельной бабке или на последнем валу автоматической коробки скоростей, рекомендуется рассчитывать, исходя из момента $M = M_{\text{к}} n_1/n$, где n_1 — частота вращения первого вала коробки скоростей, об/мин; n — частота вращения рассчитываемого элемента, об/мин. При этом расчетный момент M берут меньше $(1,3 \dots 1,4) M_{\text{к}}$ и число циклов действующей нагрузки равным 10^5 .

6. ШПИНДЕЛЬНЫЕ УЗЛЫ С ОПОРАМИ КАЧЕНИЯ

6.1. ТРЕБОВАНИЯ К ШПИНДЕЛЬНЫМ УЗЛАМ

Шпиндельный узел станка состоит из шпинделя, его опор, приводного элемента. В шпинделе выделяют передний конец и межопорный участок.

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 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.

Шпиндельные узлы должны удовлетворять ряду требований.

1. Точность вращения шпинделя, характеризуемая радиальным и осевым биением переднего конца, оказывает сильное влияние на точность обрабатываемых деталей. Допустимое биение шпинделя универсальных станков должно соответствовать государственным стандартам. Биение шпинделя специальных станков не должно превосходить $1/3$ 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 — 400 Н/мкм. Допустимый угол поворота шпинделя в передней опоре, сопровождающегося неравномерным распределением нагрузки между телами качения подшипников, принимается равным 0,0001...0,00015 рад. Угол поворота шпинделя под приводным зубчатым колесом допускается от 0,00008 до 0,0001 рад, а прогиб в этом месте не должен превышать 0,01*m* (*m* — модуль зубчатого колеса).

Требования к жесткости шпинделя можно выразить по-другому. Для обеспечения работоспособности шпиндельных подшипников необходимо следующее соотношение между диаметром *d* шпинделя и межопорным расстоянием *l*:

$$d \geq \sqrt[4]{(0,05 \dots 0,1) l^3}$$

Допустимое радиальное перемещение переднего конца шпинделя под действием нагрузки не должно превышать $1/3$ допуска на размер обработанной на станке детали.

3. Температурные деформации шпиндельного узла оказывают влияние на точность обработки и работоспособность опор. Допустимый нагрев наружного кольца подшипника связан с классом точности станка:

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

6.2. ПРИВОДЫ ШПИДЕЛЕЙ

Для передачи крутящего момента на шпиндель применяют зубчатую или ременную передачи, а также муфту, расположенную на заднем консольном конце шпинделя. Тип приводного элемента выбирают в зависимости от частоты вращения шпинделя, передаваемого на него крутящего момента, компоновки станка, требований к плавности вращения шпинделя.

Зубчатая передача способна передавать большой крутящий момент, 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 шпинделя не превышает 2000...3000 об/мин. Но при точном изготовлении и монтаже передачи она может быть применена и для больших частот вращения. Положение приводного зубчатого колеса (рис. 6.1) оказывает влияние на прогиб переднего конца шпинделя. Из анализа двух схем (P — сила резания, Q — сила в зубчатом зацеплении, R_1 — реакция в передней опоре) следует, что $\delta_I < \delta_{II}$, а $R_{1I} > R_{1II}$. Привод по схеме *a* рекомендуется для точных станков, по схеме *б* — для станков, выполняющих черновую обработку. Для повышения точности шпинделя зубчатое колесо, находящееся на нем, делают разгруженным.

Ременная передача обеспечивает плавное вращение шпинделя, снижение динамических нагрузок в приводе станка, на котором производится прерывистое резание. Но эта передача имеет сравнительно большие габариты, так как для повышения точности шпиндельного узла шкив делают разгруженным.

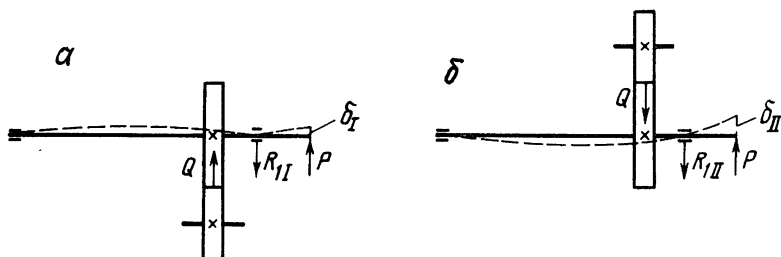


Рис. 6.1. Варианты положения приводного зубчатого колеса

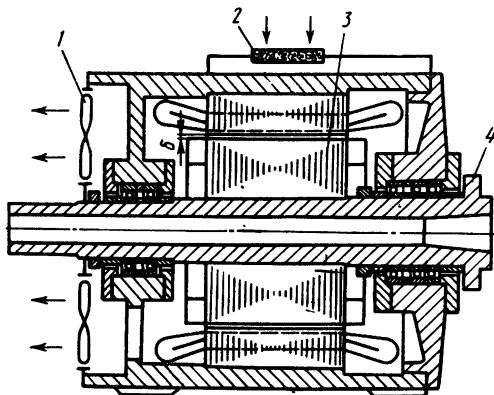


Рис. 6.2. Мотор-шпиндель

ным. 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 применяют так называемые **мотор-шпиндели** (рис. 6.2). В их состав входит асинхронный или частотно-регулируемый асинхронный электродвигатель, ротор 3 которого закреплен на шпинделе 4 между передней и задней опорами. Кроме того, в состав мотор-шпинделя включают систему принудительного охлаждения с блоком электровентиляторов 1 и фильтрами 2 для очистки охлаждающего воздуха, узел встроенной температурной защиты, а также измерительный преобразователь углового положения шпинделя. Например, одна из конструкций мотор-шпинделя с номинальной мощностью 6,5 кВт и максимальной частотой вращения 5200 об/мин предназначена для токарных станков, не имеющих тяжелых режимов резания при работе в нижней части диапазона частоты вращения шпинделя. В мотор-шпинделях, предназначенных для работы в широком диапазоне частот вращения, вал двигателя может быть связан со шпинделем механическими передачами, например, в виде планетарного редуктора. Мотор-шпиндель в комплекте с электронным преобразователем частоты вращения представляет собой унифицированный электропривод главного движения. При разработке ряда мотор-шпинделей предусматривают возможность встраивания их в токарные, токарно-револьверные, многоцелевые, вертикальные и продольно-фрезерные станки с ЧПУ. Применение мотор-шпинделей позволяет уменьшить массу станка, потери энергии, уровни вибраций и шума.

В особо высокоточных станках применяют главный привод с отделенным 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.

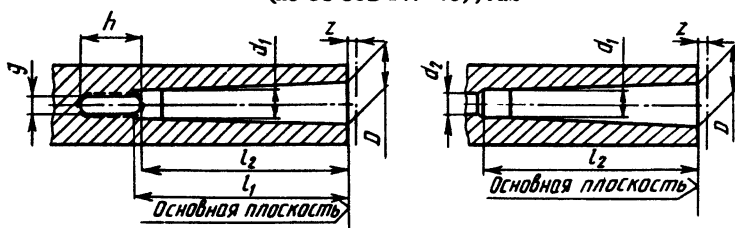
Чтобы полностью исключить передачу возмущений от электродвигателя на шпиндель, применяют так называемый **инерционный привод**. Шпиндель соединяется с источником энергии, разгоняется до рабочей скорости, затем отключается от привода. Обработка детали производится после выключения двигателя привода. Для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

6.3. КОНСТРУКЦИИ ПЕРЕДНЕГО КОНЦА ШПИНДЕЛЯ

Передний конец шпинделя служит для базирования и закрепления режущего инструмента, обрабатываемой детали или приспособления. Передние концы выполняют по государственным стандартам. Точное центрирование и жесткое сопряжение инструмента или оправки со шпинделем обеспечиваются коническим соединением. При ручной смене инструментов применяют конусы Морзе и метрические (табл. 6.1), при автоматической смене на станках с ЧПУ — конусы с конусностью 7 : 24 (табл. 6.2), в шлифовальных станках — с конусностью 1 : 3.

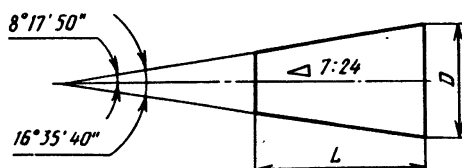
Шпиндели малых токарных станков обычно изготавливают с резбовым передним концом (табл. 6.3), средних и крупных — фланцевыми под поворот-

Т а б л. 6.1. Размеры инструментальных конусов Морзе и метрических (по СТ СЭВ 147-75), мм



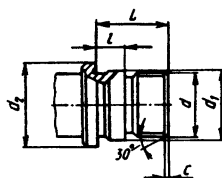
Обозначение конуса	D	d_1	d_2	$l_1 \min$	l_2	g	h	z
Морзе:								
0	9,045	6,7	—	52	49	3,9	15	1
1	12,065	9,7	7	56	5	5,2	19	1
2	17,78	14,9	11,5	67	62	6,3	22	1
3	23,825	20,2	14	84	78	7,9	27	1
4	31,267	26,5	18	107	98	11,9	32	1,5
5	44,399	38,2	23	135	125	15,9	38	1,5
6	63,348	54,6	27	188	177	19	47	2
Метрический:								
4	4	3	—	25	21	2,2	8	0,5
6	6	4,6	—	34	29	3,2	12	0,5
80	80	71,5	33	202	186	26	52	2
100	100	90	39	240	220	32	60	2

Т а б л. 6.2. Размеры внутренних и наружных конусов с конусностью 7:24 (по ГОСТ 15945-82), мм



Обозначение конуса	D	L	Обозначение конуса	D	L
10	15,87	21,8	50	69,85	103,7
15	19,05	26,9	55	88,90	132
25	25,4	39,8	60	107,95	163,7
30	31,75	49,2	65	133,35	200
35	38,1	57,2	70	165,1	247,5
40	44,45	65,6	75	203,2	305,8
45	57,15	84,8	80	254	390,8

Т а б л. 6.3. Резьбовые концы шпинделей (по ГОСТ 16868—71), мм



Резьба		d_1	d_2	L	l	c
d	Шаг					
М39	4	40	50	35	14	2
М45	4,5	48	60	40	15	2

П р и м е ч а н и я: 1. Резьба — по СТ СЭВ 182—75. Допуски на резьбу по среднему классу точности с посадкой 6g — по ГОСТ 16093—81.

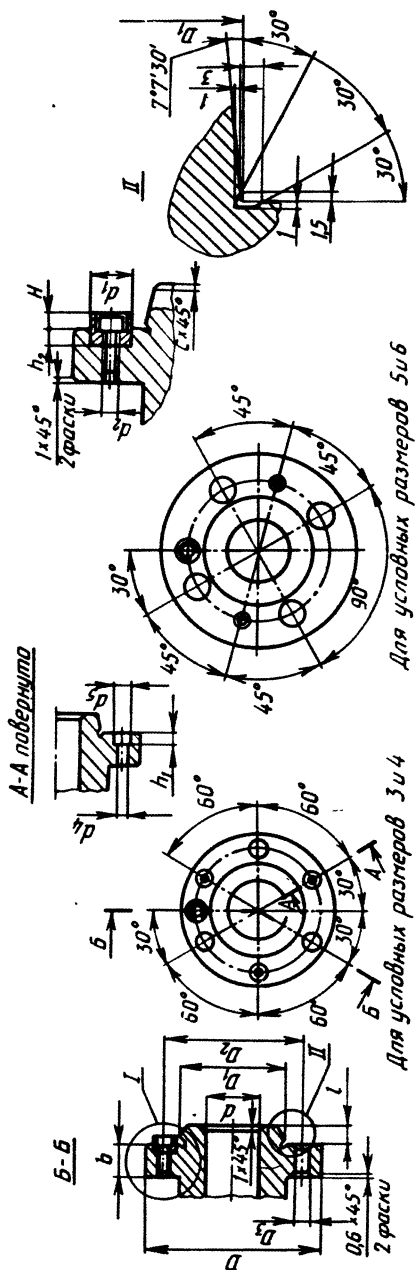
2. Проточка типа I узкая — по ГОСТ 10549—80.

ную шайбу (табл. 6.4), точных токарных станков — фланцевыми без поворотной шайбы.

Применение фланцевых концов под поворотную шайбу позволяет быстро закреплять и снимать патроны без свинчивания крепежных гаек. При использовании фланцевых концов без поворотной шайбы вылет шпинделя уменьшается, но трудоемкость установки и снятия патрона возрастает.

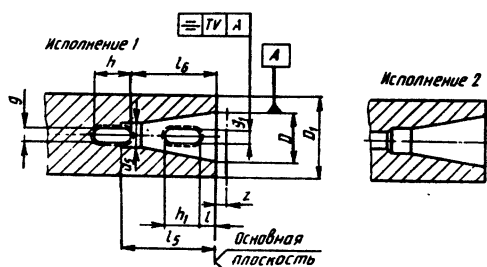
Концы шпинделей сверлильных, расточных и фрезерных станков выполняют по ГОСТ 24644—81. С конусами Морзе и метрическими изготавливают шпиндели трех исполнений. Исполнение 1 (табл. 6.5) применяют в сверлильных и расточных станках при установке инструментов, имеющих хвостовик с лапкой, исполнение 2 — в тех же станках при установке хвостовиков с резьбовым отверстием. Шпиндели исполнения 3 с метрическим конусом и торцевой шпонкой устанавливают в расточных станках. С конусностью 7 : 24 изготавливают шпиндели четырех исполнений. Исполнение 5 (табл. 6.6) с конусами от 30 до 70 применяют в сверлильных и расточных станках, с конусами 30, 40, 45, 50 — во фрезерных станках. Исполнение 6 с конусами 50 и 55, а также 6 с конусом 60, 7 с конусом 70 применяют в расточных и фрезерных станках. Первый и второй ряды таблицы предназначены для сверлильных и расточных станков, третий — для фрезерных.

Т а б л. 6-А. Диаметры концы шпинделей под поворотную шайбу, мм



Условный размер конца шпинделя	D	D ₁	D ₂	d, не более		d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	l	b	H	h ₁	h ₂	c	Винт
				Цилин- дричес- кое от- верстие	Конус Морзе метри- ческий												
3	102	53,975	75	Не рег-	4	-	-	17	7	11	11	16	-	-	10	1	-
4	112	63,513	85	ламенты-	4	14	M6	17	7	11	11	20	5	5	10	1	M6X14
5	135	82,563	104,8	руется	5	16	M6	21	7	11	13	22	5	6	10	1	M6X14
6	170	106,375	133,4		6	80	M8	23	9	14	14	25	5	8	11	1,2	M8X20

Т а б л. 6.5. Концы шпинделей сверлильных и расточных станков
(по ГОСТ 24644-81), мм



Обозначение конуса	D_1		l	h_1	g_1
	1-й ряд	2-й ряд			
Морзе:					
1	25	—	—	—	—
2	35	—	—	—	—
3	45	50	28,5	36,5	8,3
4	60	65	28,5	39,5	8,3
5	80	90	28,5	44,5	13
6	100	110	28,5	38,5	16,3
6	125	—	28,5	38,5	16,3
Метрический:					
80	125	—	30	44	19
80	160	—	30	44	19
100	200	—	30	52	26
120	250	220	30	60	32
160	320	—	40	76	38

Примечания: 1. Размеры $D, d_5, d_6, l_5, l_6, g, h, z$ — по СТ СЭВ 147-75 (см. табл. 6.1).

2. Значения u и предельных отклонений g_1 — по ГОСТ 24644-81.

Примечания (к табл. 6.6): 1. Размер D — по ГОСТ 15945-82.

2. 1-й и 2-й ряды — для сверлильных и расточных станков, 3-й — для фрезерных станков, 4-й ряд используется по согласованию с заказчиком.

3. Для 1-го и 2-го рядов значения d_3 не регламентируются.

4. Значения D_2 даны для 3-го ряда. Для 1-го и 2-го рядов D_2 выбирают по конструктивным соображениям из табл. 6.6.

5. Для станков с ЧПУ резьбовые отверстия d_2 допускается не изготавливать.

6. Допускается изготавливать шпиндели с одним или двумя выступами, имеющими размеры n и b .

7. Допускается увеличивать длину винта и размеры c и l_3 .

The image contains two sets of technical drawings for mechanical components, labeled 'Исполнение 5' (Execution 5) and 'Исполнение 6' (Execution 6).

Исполнение 5 (Execution 5):

- Top View:** A circular cross-section with a central hole of diameter d_1 . It features four rectangular slots, each containing a hole. The distance between the centers of the slots is $E/2$. The outer diameter is b . A dimension $E/2$ is also indicated for the slot width. A label $\frac{I}{2} V A$ is present.
- Section View (B-B):** A longitudinal section showing the internal profile. Dimensions include d_1 (inner diameter), d (outer diameter), d_4 (inner diameter of the upper part), q_4 (width of the upper part), q (width of the lower part), p (thickness of the lower part), L (total length), L_3 (length of the upper part), c (thickness of the upper part), and n (radius of the upper part). A label $\frac{B-B}{A}$ is present.
- Label:** 'Основная плоскость' (Main plane) is indicated for the section view.

Исполнение 6 (Execution 6):

- Top View:** A circular cross-section with a central hole of diameter d_2 . It features four rectangular slots, each containing a hole. The distance between the centers of the slots is B . The outer diameter is B . A label $\frac{B-B}{A}$ is present.
- Section View (B-B):** A longitudinal section showing the internal profile. Dimensions include d_2 (inner diameter), d (outer diameter), d_p (inner diameter of the upper part), m (width of the upper part), L_2 (length of the upper part), and p (thickness of the lower part). A label $\frac{B-B}{A}$ is present.
- Label:** 'Основная плоскость' (Main plane) is indicated for the section view.

Обозначение конуса конца шпинделя	D				D ₂	e	d	d ₁ , не ме- нее	d ₂	d ₃	L, l ₂ , не ме- нее	I ₃	m, с не- ме- нее	n	E/2	b	Винт	v		
	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	4-й ряд																
30	—	50	70	69,832	54	0,15	17,4	17	M10	M6	73	16	9	8	12,5	8,0	16,5	15,9	M6×16	0,03
40	80	65; 90	90	88,882	66,7	0,15	25,3	17	M12	M6	100	20	9	8	16	8,0	23	15,9	M8×20	0,03
45	80; 100	90	100	101,6	80	0,15	32,4	21	M12	M8	120	20	13	9,5	18	9,5	30	19	M8×20	0,03
50	100; 125	110	125	128,57	101,6	0,2	39,6	27	M16	M10	140	25	18	12,5	19	12,5	36	25,4	M10×30	0,04
55	160	—	150	152,4	120,6	0,2	50,4	27	M20	M10	178	30	18	12,5	25	12,5	48	25,4	M10×30	0,04
60	200; 250	220	220	221,44	177,8	0,2	60,2	35	M20	M10	220	30	18	12,5	38	12,5	61	25,4	M10×30	0,04
70	250; 320	—	335	335	265	0,25	92,9	42	M24	M12	315	36	24	20	50	20,0	90	32	M12×45	0,04

6.4. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ ДЛЯ ОПОР ШПИНДЕЛЕЙ

В шпиндельных узлах современных станков в основном применяют подшипники качения. 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 — несколько микрометров) и необходимую виброустойчивость, они надежно работают при изменении частоты вращения и нагрузок в широких диапазонах, удобны в эксплуатации.

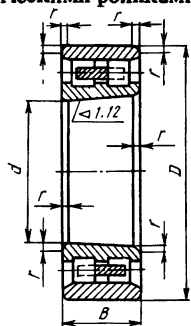
Несущая способность подшипников качения характеризуется динамической и статической грузоподъемностью. Динамическая грузоподъемность радиальных и радиально-упорных подшипников — такая постоянная радиальная нагрузка, которую каждый из группы идентичных подшипников с неподвижным наружным кольцом может воспринимать 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 есть такая статическая нагрузка, в результате действия которой возникает общая остаточная деформация тела качения и колец в наиболее нагруженной зоне контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения.

Быстроходность подшипников качения характеризуется предельной частотой вращения и параметром быстроходности. Превышение предельной частоты вращения приводит к существенному проявлению сил инерции тел качения и сепаратора, возрастанию влияния погрешностей формы тел и дорожек качения и соответствующему нарушению равномерности вращения подшипника, ухудшению условий смазывания, росту износа рабочих поверхностей и перегреву опоры. 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. Иногда в качестве показателя быстроходности опоры считают произведение $dn_{\max}$, называемое характеристикой быстроходности.

Подшипники качения для шпинделей станков выходят из строя вследствие усталостного выкрашивания дорожек качения или из-за износа элементов, приводящего к увеличению зазоров. Считается, что срок службы подшипника закончен, когда по одной из названных причин он не может выполнять своих функций. Показателем долговечности подшипников считается время, в течение которого в тождественных условиях должны работать не менее 90 % партии подшипников данного типоразмера.

Т а б л. 6.7. Роликовые радиальные двухрядные подшипники с короткими цилиндрическими роликами серии 3182100К

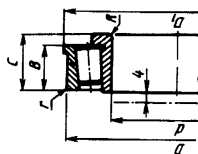


Обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения (об/мин) при смазывании	
	d	D	B	дина-мическая	статическая	пластичным смазочным материалом	масляным туманом
3182110К	50	80	23	45	36,5	7500	9000
3182111К	55	90	26	60	49	6700	8000
3182112К	60	95	26	63	54	6300	7500
3182113К	65	100	26	64	57	6000	7000
3181114К	70	110	30	81,5	73,5	5300	6300
3182115К	75	115	30	83	73,5	5000	6000
3182116К	80	125	34	102	93	4800	5600
3182117К	85	130	34	106	100	4500	5300
3182118К	90	140	37	122	114	4300	5000
3182119К	95	145	37	125	120	4000	4800
3182120К	100	150	37	132	129	3800	4500
3182121К	105	160	41	170	160	3600	4300
3182122К	110	170	45	196	190	3400	4000
3182124К	120	180	46	204	204	3200	3800
3182126К	130	200	52	255	250	2800	3200
3182128К	140	210	53	265	270	2600	3200
3182130К	150	225	56	290	300	2400	3000
3182132К	160	240	60	325	335	2200	2800
3182134К	170	260	67	400	425	2000	2600
3182136К	180	280	74	500	530	1900	2400
3182138К	190	290	75	530	570	1900	2400
3182140К	200	310	82	585	620	1800	2200
3182144К	220	340	90	735	780	1700	2000
3182148К	240	360	92	765	850	1500	1800
3182152К	260	400	104	930	1020	1300	1600

Ж е с т к о с т ь подшипника характеризуется отношением действующей на него нагрузки к вызываемому ею упругому сближению колец (при этом контактные деформации на посадочных поверхностях не учитываются). Различают радиальную и осевую жесткость.

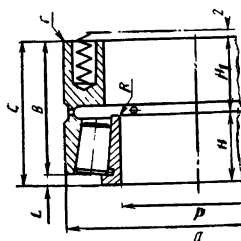
Д в у х р я д н ы е роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами (табл. 6.7) предназначены для вос-

Т а б л. 6.8. Роликовые однорядные конические подшипники с буртом на наружном кольце типа 67700Л



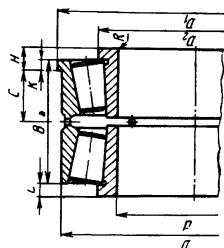
Обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, Н				Предельная частота вращения, об/мин		
	d	D	C	B	H	D ₁	r	R		динамическая	статическая
67712Л	60	100	25,4	19,84	26,5	104,5	0,8	2	65 900	57 300	5300
67920Л	98,425	152,4	38,1	30	42	159,5	1	2,5	158 500	158 300	3300
67738Л	190	260	45,5	36	49	273	0,5	3	268 800	329 600	1850
67838Л	190	290	51	40	52	304	1,2	3,5	330 400	362 600	1600
67744Л	220	300	51,5	41	56	314	0,8	3,5	325 500	433 800	1500
67844Л	220	340	76,5	62	81	357	-0,8	4	642 900	753 900	1400
67848Л	240	320	51,5	41	56	334	0,8	3,5	345 700	470 600	1350
67852Л	260	360	64,5	52	67	377	0,8	3,5	525 600	685 600	1300
67856Л	280	420	87,7	71	93	437	1	5	912 300	1134 000	1100

Т а б л. 6.9. Роликовые однорядные конические подшипники с широким наружным кольцом типа 17000



Обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, Н			Пределная частота вращения, об/мин				
	d	D	C	B	H	L	r	R	H ₁	динамическая	статическая	
17810Л	50	90	57	51	29	6	0,8	2	28	60 800	50 900	5700
17812Л	60	110	67	60,6	33	6,4	0,8	2,5	33,7	85 500	75 700	4800
17814Л	70	120	65,4	59,88	32	5,56	0,8	2,5	33,4	97 800	78 000	4400
17716Л	80	140	77	69,14	38,5	7,93	0,8	3	38,5	125 100	120 000	3800

Т а б л. 6.10. Роликовые двухрядные конические подшипники с бургом на наружном кольце типа 697000П



Обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения, об/мин
	d	D	B	C	L	H	H ₁	динамическая	статическая	
697712П	60	110	47	18,9	5,5	4,5	114,5	122,8	114,7	5100
697812П	60	110	60,6	25,4	6,4	5	115	145,7	151,5	4800
697912П	60	95	46,4	18,7	4,3	4,5	100	95,2	107,5	5200
697815П	75	130	60,5	24,7	6,25	5,5	136	218,3	237,9	4100
697716П	80	140	69,1	28,2	7,95	6	147	223	252,7	3800
697920П	100	152	75,8	30,9	8,1	7	159,6	271,8	316,6	3300
697732П	160	240	92	38	18	8	248	450,1	619	2000
697838П	190	290	108	42	11	12	304	566,5	725,2	1850

приятия только радиальной нагрузки. Подшипники типа 3182100 имеют гладкую дорожку качения (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 $d_m n_{\max} \leq 3 \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$, диапазон регулирования частоты вращения не превышает 500.

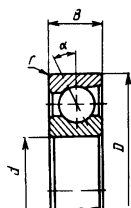
Конические роликоподшипники применяют в опорах, работающих с относительно небольшими частотами вращения и воспринимающих значительные комбинированные нагрузки. Для повышения жесткости передней опоры подшипники устанавливают по О-образной схеме. Из-за больших потерь на трение их параметр быстроходности $d_m n_{\max}$ обычно не превышает $3 \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$, допустимый диапазон регулирования частоты вращения равен 100.

Однорядные роликовые конические подшипники с буртом на наружном кольце типа 67700Л (табл. 6.8) предназначены для восприятия радиальных и осевых нагрузок. От обычных роликовых подшипников отличаются следующим. 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 $d_m n_{\max} = (3,9 \dots 4,2) \times 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$. Эти подшипники обычно устанавливают в передней опоре шпинделя.

Однорядные роликовые конические подшипники с широким наружным кольцом типа 17000 (табл. 6.9) предназначены для установки в задней опоре шпинделя. Пружины, вставленные в отверстия наружного кольца, обеспечивают постоянный предварительный натяг подшипника. Благодаря большой ширине наружного кольца снижается его перекос в корпусе.

Двухрядные роликовые конические подшипники с буртом на наружном кольце типа 697000 (табл. 6.10) воспринимают радиальную и осевую нагрузку. Благодаря ужесточенным требованиям к волнистости и гранности рабочих поверхностей и тому, что в переднем ряду на один ролик больше, чем в заднем, снижается уровень вибраций шпинделя и улучшается стабильность положения его оси. С помощью промежуточного кольца в подшипнике создается заданный натяг или зазор, благодаря чему отпадает необходимость в регулировании или подгонке деталей при монтаже шпиндельного узла. Бурт на наружном кольце позволяет использовать при сборке удобную базу — торец шпиндельной бабки (см. рис. 6.6, б) и сделать шпиндельную опору более компактной. Параметр быстроходности подшипника $d_m n_{\max} = (3,9 \dots 4,2) 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$.

Т а б л. 6.11. Шариковые радиально-упорные высокоскоростные подшипники типа 36100К



Обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения (об/мин) при смазывании	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	динамическая <i>C</i>	статическая <i>C₀</i>		
						пластичным материалом	масляным туманом
36100К	10	26	8	3,9	2,2	56 000	90 000
36101К	12	28	8	4,25	2,45	50 000	80 000
36102К	15	32	9	4,9	3	45 000	71 000
36103К	17	35	10	5,7	3,6	40 000	63 000
36104К	20	42	12	7,8	5,2	32 000	50 000
36105К	25	47	12	8,65	6,1	28 000	45 000
36106К	30	55	13	11,2	8,3	24 000	40 000
36107К	35	62	14	12,9	9,8	20 000	36 000
36108К	40	68	15	13,7	11	19 000	34 000
36109К	45	75	16	18,3	15	17 000	30 000
36110К	50	80	16	19,3	16,6	15 000	26 000
36111К	55	90	18	27	23,2	13 000	22 000
36112К	60	95	18	27,5	24,5	12 000	20 000
36113К	65	100	18	28	25,5	12 000	20 000
36114К	70	110	20	36	33,5	10 000	18 000
36115К	75	115	20	37,5	34,5	10 000	18 000
36116К	80	125	22	46,5	44	9 000	16 000
36117К	85	130	22	47,5	46,5	8 500	15 000
36118К	90	140	24	56	55	7 500	13 000
36119К	95	143	24	57	57	7 500	13 000
36120К	100	150	24	58,5	60	7 000	12 000
36121К	105	160	26	68	69,5	6 300	10 500
36122К	110	170	28	80	81,5	6 000	10 000
36124К	120	180	28	81,5	86,5	5 600	9 000

Радиально-упорные шарикоподшипники применяют при малой или средней нагрузке на шпиндель и высокой частоте вращения (например, для внутришлифовальных шпинделей).

Радиально-упорные шариковые высокоскоростные подшипники имеют углы контакта 12, 15, 18 или 25° и отличаются высокой точностью изготовления. Подшипники поставляют в одиночном испол-

**Т а б л. 6.12. Шариковые радиально-упорные высокоскоростные подшипники
типа 36200К**

Обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения (об/мин) при смазывании	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	динамичес- кая	статичес- кая	пластич- ным ма- териалом	масляным туманом
36200К	10	30	9	5	3	50 000	80 000
36201К	12	32	10	5,5	3,35	45 000	71 000
36202К	15	35	11	6	3,75	40 000	63 000
36203К	15	35	11	6	3,75	40 000	63 000
36204К	20	47	14	10,2	6,8	30 000	48 000
36205К	25	52	15	11,4	8	26 000	43 000
36206К	30	62	16	16,3	12	22 000	38 000
36207К	35	72	17	20	15,3	19 000	34 000
36208К	40	80	18	27	20,4	17 000	30 000
36209К	45	85	19	32	25,5	15 000	26 000
36210К	50	90	20	35,5	28,5	14 000	24 000
36211К	55	100	21	41,5	34,5	12 000	20 000
36212К	60	110	22	50	42,5	11 000	19 000
36213К	65	120	23	57	49	10 000	18 000
36214К	70	125	24	60	52	9 500	17 000
36215К	75	130	25	62	55	9 000	16 000
36216К	80	140	26	73,5	65,5	8 000	14 000
36217К	85	150	28	81,5	76,5	7 500	13 000
36218К	90	160	30	90	85	7 000	12 000
36219К	95	170	32	108	102	6 300	10 000
36220К	100	180	34	122	116	6 000	9 500
36221К	105	190	36	127	122	5 600	9 000
36222К	110	200	38	137	137	5 300	8 500
36224К	120	215	40	143	146	4 800	7 500

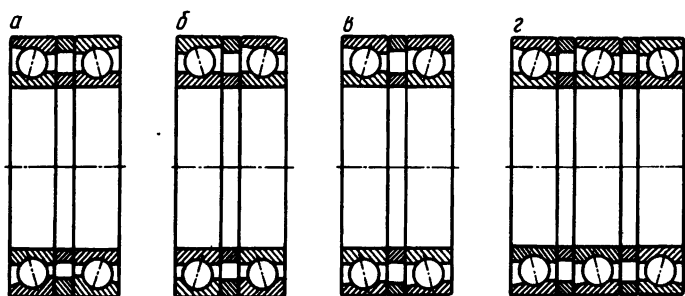


Рис. 6.3. Компонки опор шпинделя из радиально-упорных подшипников

Т а б л. 6.13. Шариковые радиально-упорные высокоскоростные подшипники
типа 46100У

Обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Предельная частота вра- щения (об/мин) при смазывании	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	дина- миче- ская <i>C</i>	стати- ческая <i>C</i> ₀	пластичным материалом	масляным туманом
46100У	10	26	8	0,5	3,65	2	48 000	75 000
46101У	12	28	8	0,5	4	2,28	43 000	67 000
46102У	15	32	9	0,5	4,55	2,75	38 000	60 000
46103У	17	35	10	0,5	5,30	3,35	34 000	53 000
46104У	20	42	12	1	7,35	4,8	28 000	45 000
46105У	25	47	12	1	8,15	5,6	24 000	40 000
46106У	30	55	13	1,5	10,4	7,65	20 000	36 000
46107У	35	62	14	1,5	12	9	18 000	32 000
46108У	40	68	15	1,5	12,7	10,2	16 000	28 000
46109У	45	75	16	1,5	17	13,7	15 000	26 000
46110У	50	80	16	1,5	18	15,3	13 000	22 000
46111У	55	90	18	2	25	21,2	12 000	20 000
46112У	60	95	18	2	25,5	22,4	11 000	19 000
46113У	65	100	18	2	26	23,6	10 000	18 000
46114У	70	110	20	2	33,5	30,5	9000	16 000
46115У	75	115	20	2	34,5	32	8500	15 000
46116У	80	125	22	2	43	40,5	8000	14 000
46117У	85	130	22	2	44	42,5	7500	13 000
46118У	90	140	24	2,5	52	51	6700	11 000
46119У	95	145	24	2,5	53	53	6300	10 000
46120У	100	150	24	2,5	55	56	6000	9500
46121У	105	160	26	3	63	64	5600	9000
46122У	110	170	28	3	73,5	75	5300	8500
46124У	120	180	28	3	75	80	4800	7500
46126У	130	200	33	3	95	102	4300	6700
46128У	140	210	33	3	98	108	3800	6000
46130У	150	225	35	3,5	110	125	3400	5300
46132У	160	240	38	3,5	125	140	3200	5000

нении (табл. 6.11–6.14) или комплектами, состоящими из двух, трех или четырех подшипников. Радиально-упорные шариковые подшипники универсального исполнения серий 36000КУ и 46000КУ, различающиеся способом центрирования сепаратора (по наружному кольцу, по внутреннему кольцу), в шпиндельных опорах могут быть установлены по два по схемам дуплекс О-образная (рис. 6.3, а), дуплекс Х-образная (рис. 6.3, б), дуплекс-тандем (рис. 6.3, в) или по три по схеме триплекс-тандем О-образная (рис. 6.3, г). Опоры шпинделей работают с легким, средним или тяжелым предварительным натягом. Ориентировочные значения натяга приведены в табл. 6.15. Натяг обеспе-

Т а б л. 6.14. Шариковые радиально-упорные высокоскоростные подшипники типа 46200

Обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения (об/мин) при смазывании	
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	динамическая <i>C</i>	статическая <i>C₀</i>	пластичным материалом	масляным маном
46200	10	30	9	4,8	2,75	43 000	67 000
46201	12	32	10	5,2	3,1	40 000	63 000
46202	15	35	11	5,7	3,45	36 000	56 000
46203	17	40	12	6,95	4,4	30 000	48 000
46204	20	47	14	9,5	6,2	26 000	43 000
46205	25	52	15	10,6	7,35	22 000	38 000
46206	30	62	16	16,0	11,8	22 000	38 000
46207	35	72	17	18,6	14	16 000	28 000
46208	40	80	18	25,5	19	15 000	26 000
46209	45	85	19	30	23,2	13 000	22 000
46210	50	90	20	32,5	26,5	12 000	20 000
46211	55	100	21	39	32	11 000	19 000
46212	60	110	22	46,5	39	9500	17 000
46213	65	120	23	53	45	9000	16 000
46214	70	125	24	56	47,5	8500	15 000
46215	75	130	25	58,5	51	8000	14 000
46216	80	140	26	68	60	7500	13 000
46217	85	150	28	76,5	69,5	7000	12 000
46218	90	160	30	85	78	6300	10,500
46219	95	170	32	102	95	5600	9000
46220	100	180	34	114	108	5300	8500
46221	105	190	36	120	114	4800	7500
46222	110	200	38	129	127	4500	7000
46224	120	215	40	132	134	4000	6300
46226	130	230	40	156	170	3600	5600
46228	140	250	42	162	180	3200	5000
46230	150	270	45	173	200	3000	4800
46232	160	290	48	186	224	2600	4300

чивается при изготовлении комплекта подшипников. Способ установки подшипников и предварительный натяг оказывают влияние на их работоспособность (табл. 6.16).

Упорно-радиальные сдвоенные шариковые подшипники с углом контакта 60° предназначены для восприятия только осевой нагрузки. В состав подшипника типа 178800Л (табл. 6.17) входят два тугих внутренних кольца, свободное наружное кольцо, проставочное кольцо, тела качения, два массивных сепаратора. Ширина проставочного кольца обуславливает величину предварительного натяга, благодаря которому отпадает

Т а б л. 6.15. Предварительный натяг шариковых радиально-упорных подшипников, Н

Номи- наль- ный диа- метр от- верстия, мм	Серия подшипников							
	36100		36200		46100		46200	
	Натяг							
	легкий	средний	легкий	средний	легкий	средний	легкий	средний
10	20	60	30	90	30	90	55	160
12	25	75	35	105	35	105	60	180
15	25	75	40	120	40	120	70	210
17	30	90	50	150	50	150	90	270
20	45	135	65	200	75	220	110	330
25	50	150	80	240	80	240	130	390
30	80	240	115	350	130	390	190	570
35	90	270	130	390	150	450	210	630
40	100	300	180	540	160	480	290	870
45	120	360	200	600	200	600	320	960
50	130	390	230	690	210	630	360	1080
55	170	510	270	810	300	900	440	1320
60	180	540	320	960	310	930	510	1530
65	190	570	360	1080	320	960	590	1770
70	240	720	380	1140	390	1070	610	1830
75	240	720	400	1200	400	1200	640	1920
80	300	900	460	1380	490	1470	740	2220
85	310	930	520	1560	510	1530	850	2550
90	360	1080	620	1860	580	1740	1020	3060
95	400	1200	660	1980	640	1920	1100	3300
100	410	1230	790	2370	650	1950	1270	3810
105	450	1350	820	2460	730	2190	1350	4050
110	530	1590	860	2580	860	2580	1410	4230
120	550	1650	900	2700	890	2670	1450	4350
130	—	—	—	—	1140	3420	1700	5100
140	—	—	—	—	1150	3450	1800	5400
150	—	—	—	—	1320	3960	1900	5700
160	—	—	—	—	1450	4350	2000	6000

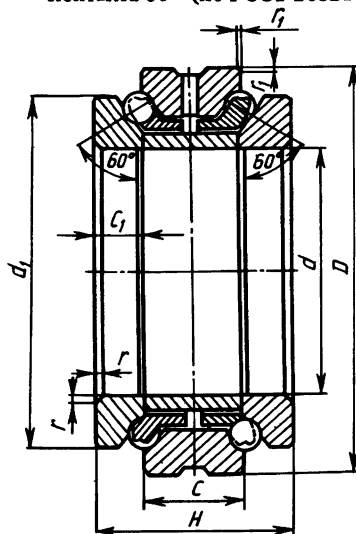
необходимость в регулировании натяга в процессе монтажа шпиндельного узла, повышается стабильность натяга и долговечность подшипника.

Упорно-радиальные шариковые подшипники выпускаются в двух исполнениях, различающихся диаметром отверстия внутреннего кольца. При размещении такого подшипника в опоре со стороны малого или большого диаметра конической посадочной шейки, предназначенной для роликоподшипника с короткими цилиндрическими роликами, применяют упорно-радиальные подшипники соответственно серий 178800 или 178900. Параметр быстроходности подшипников $d_m n_{\max} = (4...5) 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$. Быстроходность подшипников данного типа приблизительно в 2–2,5 раза выше быстроходности обычных упорных подшипников. Диапазон регулирования частоты вращения достигает

**Т а б л. 6.16. Коэффициенты изменения показателей работоспособности
радиально-упорных шариковых подшипников**

Схема установки подшипников в опоре	Коэффициент изменения ширины опоры	Коэффициент изменения статической и динамической грузоподъемности	Коэффициент изменения предельной частоты вращения при натяге		
			легком	среднем	тяжелом
По одному в опоре	1	1	1	0,8	0,5
По два в опоре по схеме дуплекс О-образная	2	1,62	0,8	0,65	0,4
По два в опоре по схеме дуплекс Х-образная	2	1,62	1	0,8	0,5
По три в опоре по схеме триплекс-тандем О-образная	3	2,15	0,8	0,5	0,3

Т а б л. 6.17. Шариковые упорно-радиальные двухрядные подшипники с углом контакта 60° (по ГОСТ 20821-75)



Обозначение подшипников		Размеры, мм								Грузоподъемность, Н	
		d	D	H	C	C_1	d_1	r	r_1	динамическая C	статическая C_0
1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
178808		40									
	178908	42	68	36	18	9	58,5			20 800	33 500

Продолжение табл. 6.17

1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
178809		45	75				65	1,5	0,3	23 200	39 000
178909		47									
178810		50	80	38	19	9,5	70			24 000	42 500
178910		52									
178811		55	90				78			34 000	58 500
178911		57									
178812		60	95	44	22	11	83			33 500	58 500
178912		62									
178813		65	100				88			36 000	65 500
178913		67									
178814		70	110				97	2		42 500	80 000
178914		73		48	24	12					
178815		75	115				102			44 000	86 500
178915		78							0,5		
178816		80	125				110			52 000	102 000
178916		83		54	27	13,5					
178817		85	130				115			52 000	106 000
178917		88									
178818		90	140	60	30	15	123			61 000	125 000
178918		93	140	60	30	15	123				
178819		95	145	60	30	15	128	2,5		61 000	129 000
178919		98									
178820		100	150	60	30	15	133			62 000	134 000
178920		103									
178821		105	160	66	33	16,5	142	3	0,8	69 500	150 000
178921		109									
178822		110	170				150			90 000	193 000
178922		114		72	36	18					

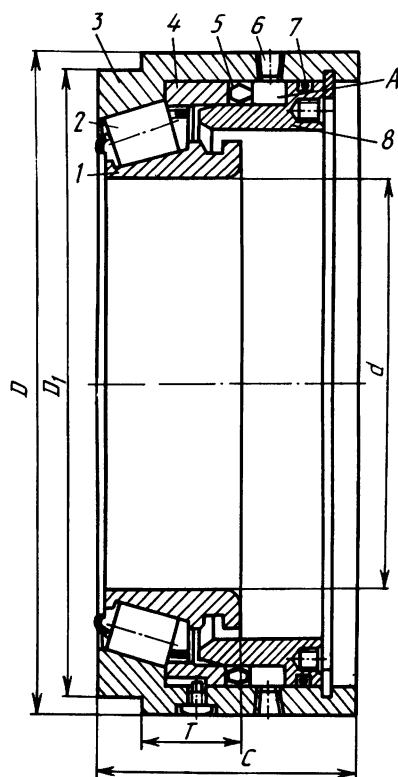
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
178824		120								
	178924	124	180			160	3	0,8	93 000	208 000
178826		130								
	178926	135	200			177			118 000	260 000
178828		140		84	42	21				
	178928	145	210			187			122 000	280 000
178830		150								
	178930	155	225	90	45	22,5	200		132 000	310 000
178832		160								
	178932	165	240	96	48	24	212		156 000	360 000
178834		170								
	178934	176	260	108	54	27	230		193 000	450 000
178836		180						3,5	1	
	178936	187	280				248		216 000	500 000
178838		190		120	60	30				
			290				258		224 000	540 000
178840	178938	197								
		200								
	178940	207	310	132	66	33	274		265 000	620 000

1000. Упорно-радиальный сдвоенный шариковый подшипник устанавливают в опору вместе с роликоподшипником, воспринимающим только радиальную нагрузку. Точные, жесткие, быстроходные шпиндельные опоры такой конструкции (см. рис. 6.7–6.9) применяются в токарных, фрезерных, расточных и других станках.

Упорные шарикоподшипники воспринимают только осевую нагрузку. Для повышения стабильности предварительного натяга, сохранения его у обоих подшипников при больших нагрузках, уменьшения вероятности повреждения дорожек качения в результате центробежного и гироскопического эффектов подшипники часто устанавливают вместе с пружинами.

Роликовые подшипники с управляемым натягом типа 117000 (табл. 6.18) предназначены для шпиндельных узлов, работаю-

Т а б л. 6.18. Конические роликовые подшипники типа 117000



Обозначение подшипника	Размеры, мм					Частота вращения при смазывании жидким маслом, об/мин
	d	D	D_1	T	C	
117710	50	104	103,5	31	63	8400
117712	60	120	128	30	64	7000
117714	70	130	138	30	64	6000
117716	80	140	148	30	66	5250
117718	90	150	158	30	66	4700
117720	100	170	178	27	70	4200
117722	110	170	178	27	70	3800
117724	120	180	190	26	70	3500
117726	130	190	200	29	72	3200
117728	140	205	213	27	72	3000
117732	160	227	235	30	76	2600

ших в широком интервале частот вращения при повышенном требовании к жесткости шпиндельного узла. В таких подшипниках обеспечивается независимость натяга от внешних воздействий. Между внутренним 1 и наружным 3 кольцами находится кольцо 8 с уплотнениями 5 и 7. В замкнутую полость А через отверстие 6 подводится масло. Давление его автоматически изменяется в соответствии с нагрузкой на шпиндель, зависящей от сил резания. Увеличение давления масла сопровождается смещением кольца 4 влево, возрастанием силы, с которой оно действует на ролики 2, и, следовательно, увеличением натяга в подшипнике.

6.5. СПОСОБЫ СМАЗЫВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ЖИДКИМ МАТЕРИАЛОМ

Выбор смазочного материала. Жидкие смазочные масла хорошо отводят теплоту от шпиндельных опор, уносят из подшипников продукты изнашивания, делают ненужным периодический надзор за подшипниками. При выборе вязкости масла учитывают частоту вращения шпинделя, температуру шпиндельного узла и ее влияние на вязкость масла.

Систему смазывания жидким материалом выбирают исходя из требуемой быстроходности шпинделя (табл. 6.19) с учетом его положения (горизонтальное, вертикальное или наклонное), условий подвода масла, конструкции уплотнений.

В зависимости от способности отводить теплоту из опор качения системы смазывания делят на два типа: с отводом теплоты — системы обильного смазывания, без отвода теплоты — системы минимального смазывания.

Т а б л. 6.19. Параметр предельной быстроходности шпиндельных узлов для различных систем смазывания

Тип опор шпинделя	Метод смазывания	Параметр предельной быстроходности dn , мм·мин ⁻¹
Радиально-упорные шарикоподшипники с углом контакта 12...18°	Смазывание масляным туманом	(8...10) 10 ⁵
	Масловоздушное смазывание	(8...10) 10 ⁵
	Минимальное импульсное жидкое смазывание	(8...10) 10 ⁵
	Смазывание впрыскиванием с охлаждением масла *	(10...20) 10 ⁵
Все другие виды опор	Циркуляционное смазывание (без охлаждения масла)	(2...2,5) 10 ⁵
	Смазывание масляным туманом	(3...5) 10 ⁵
	Масловоздушное смазывание	(3...5) 10 ⁵
	Минимальное импульсное жидкое смазывание	(3...5) 10 ⁵
	Смазывание впрыскиванием с охлаждением масла	(5...6) 10 ⁵

* Большие значения — при установке по одному радиально-упорному шарикоподшипнику в опору.

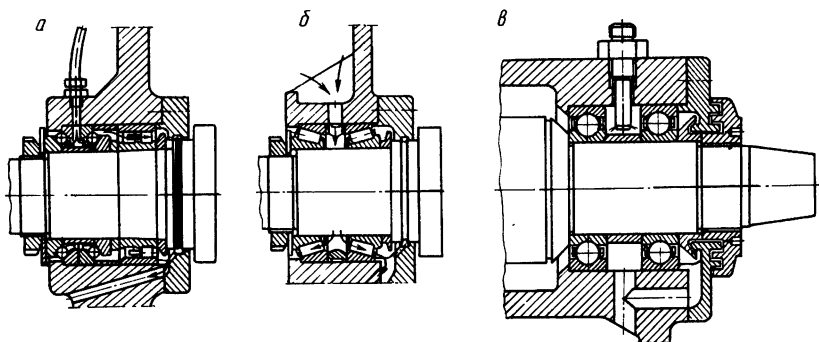


Рис. 6.4. Схемы способов подвода смазочного материала в опоры шпинделя

Системы обильного смазывания. Обильное смазывание обеспечивается циркуляционной системой, впрыскиванием, поливом опор струей масла.

Ц и р к у л я ц и о н н о е с м а з ы в а н и е осуществляется автономной системой, предназначенной только для шпиндельного узла, или системой, общей для него и коробки скоростей. Масло подается в шпиндельную опору (рис. 6.4, а) или в карман, из которого стекает в нее (рис. 6.4, 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 (рис. 6.4, б). При вертикальном положении шпинделя масло подводят к самому верхнему подшипнику. Предусматривают свободный слив масла из опоры, благодаря чему не допускают его застоя 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.

Минимально допустимый расход жидкого смазочного масла (см³/мин) для смазывания шпиндельных опор можно определить по зависимости

$$Q = 0,66 d_m^2 n^{0,5} i \nu^{-1} k_1 k_2 k_3 k_4,$$

где d_m — средний диаметр подшипников, мм; n — частота вращения шпинделя, об/мин; i — число рядов тел качения в подшипнике; ν — вязкость масла при рабочей температуре опоры, м²/с; k_1 — коэффициент, характеризующий тип подшипника: (для шарикоподшипников $k_1 = 1$, для роликоподшипников $k_1 = 2$); k_2 — коэффициент, характеризующий условия нагружения (при легком нагружении без предварительного натяга $k_2 = 1$, при тяжелом нагруже-

нии с предварительным натягом $k_2 = 2$); k_3 — коэффициент, характеризующий условия выхода масла из рабочей зоны подшипника (при свободном выходе из конических, упорных и упорно-радиальных подшипников $k_3 = 2$, при свободном выходе из радиальных подшипников $k_3 = 1$); k_4 — коэффициент, зависящий от рабочей температуры подшипника.

Прокачивание через шпиндельную опору нескольких тысяч кубических сантиметров масла в минуту не только позволяет надежное смазывание, но и обеспечивает отвод теплоты от опоры, т.е. создает режим "охлаждающего" смазывания. Расход масла при таком смазывании зависит от типа подшипника, частоты его вращения и вязкости масла. Для конических роликоподшипников $Q = (5...10) d$. Для радиально-упорных подшипников при $d < 50$ мм $Q = 500...1500$ см³/мин, при $d > 120$ мм $Q > 2500$ см³/мин. Для смазывания упорно-радиальных подшипников при $d = 30...80$ мм $Q = 100...1000$ см³/мин, при $d = 80...180$ мм $Q = 500...5000$ см³/мин, при $d > 180$ мм $Q = 2000...10\,000$ см³/мин.

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 (рис. 6.4, в) масло под давлением до 0,4 МПа попадает на его рабочие поверхности. 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.

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, образующимся 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. Требуемый расход смазочного материала (см³/мин)

$$Q = Q_0 k_1 k_2 k_3,$$

где Q_0 — минимально допустимый расход масла при благоприятных условиях (для шарикоподшипников $Q_0 = 0,02$ см³/мин, для цилиндрических ролико-

подшипников $Q_0 = 0,04 \text{ см}^3/\text{мин}$); k_1 — коэффициент, зависящий от частоты вращения и размера подшипника (при $nd^{1,5} < 10^5$ $k_1 = 1$, при $nd^{1,5} = 10^5$ – 10^6 $k_1 = 2$, при $nd^{1,5} > 10^6$ $k_1 = 4$); k_2 — коэффициент запаса смазочного материала в корпусе опоры (при достаточном запасе, обеспечиваемом смазочной ванной, $k_2 = 1$, при незначительном запасе $k_2 = 2$, при отсутствии запаса, когда масло свободно истекает из опоры, $k_2 = 4$); k_3 — коэффициент, зависящий от допустимой температуры опоры t (при $t = 70^\circ \text{C}$ $k_3 = 1$, при $t = 70 \dots 100^\circ \text{C}$ $k_3 = 2$, при $t = 100 \dots 130^\circ \text{C}$ $k_3 = 4$).

Масловодушное 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. Масловодушное смазывание не загрязняет окружающую среду микротуманом и рекомендуется для быстроходных шпиндельных узлов.

6.6. СПОСОБЫ СМАЗЫВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПЛАСТИЧНЫМ МАТЕРИАЛОМ

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

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.

При проектировании шпиндельных узлов с подшипниками, смазываемыми пластичным материалом, следует определить минимально необходимый для опоры объем материала, сделать прогноз его срока службы, предусмотреть надежные уплотнения узла как со стороны коробки скоростей, так и с наружной стороны. Излишний смазочный материал в опоре вызывает ее повышенный нагрев, поэтому объем материала в опоре не должен превышать требуемого минимума. Объем масла, которое должно быть заложено в опору (см^3),

$$Q = d_m B k,$$

где d_m — средний диаметр подшипника, мм; B — ширина подшипника, мм (для упорных и упорно-радиальных шарикоподшипников вместо B в зависимость подставляют высоту подшипника); k — коэффициент, равный 0,01;

0,015; 0,02; 0,03; 0,04 для подшипников, имеющих диаметр отверстия соответственно 40...100 мм, 100...130, 130...160, 160...200, 200 и более миллиметров.

Периодически в опоры необходимо вводить дополнительные объемы масла (см^3)

$$Q = DBk_1,$$

где D и B — наружный диаметр и ширина подшипника, мм; k_1 — коэффициент, зависящий от периодичности пополнения подшипника смазочным материалом: при ежедневном пополнении $k_1 = 0,0012...0,0015$; при еженедельном $k_1 = 0,0015...0,002$; при пополнении раз в месяц $k_1 = 0,002...0,003$; при пополнении раз в год $k_1 = 0,003...0,0045$.

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.

Срок замены смазочного материала в опоре прецизионного шпинделя определяют в зависимости от его частоты вращения n , предельной частоты вращения подшипника $n_{\text{п}}$ при смазывании пластичным материалом и коэффициента k , зависящего от типа подшипника:

Тип подшипника:	k
радиальный шариковый	1,8
радиально-упорный шариковый	1,4
радиальный роликовый	1
упорный шариковый	1
радиально-упорный роликовый	0,8
упорный роликовый	0,3

Вычисляют коэффициент $m = kn_{\text{п}}/n$ и находят срок замены масла T , ч:

m	T	m	T
1,0	650...1000	3,5	4800...5600
1,1	850...1300	3,8	5300...6100
1,2	1000...1500	4,2	5800...6800
1,3	1250...1700	5,0	7000...7900
1,45	1500...1900	5,5	7700...8700
1,6	1800...2200	6	8500...9500
1,8	2100...2500	6,7	9300...10000
2	2400...3000	7,4	10000...11000
2,2	2700...3300	8,1	11000...12500
2,4	3000...3700	9	12000...13500

2,6	3400...4000	20,0	24000...25000
2,9	3900...4500	50	48000...50000
3,2	4200...5000		

Когда станок работает с переменной частотой вращения шпинделя, срок замены смазочного материала определяют по зависимости

$$T = 1 / \sum_{i=1}^l \frac{q_i}{T_i},$$

где q_i — доля времени работы станка с частотой вращения шпинделя n_i ; T_i — срок службы смазочного материала в подшипнике при вращении с постоянной частотой n_i ; l — число ступеней частоты вращения.

6.7. УПЛОТНЕНИЯ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ

Уплотнения защищают подшипники от загрязнений и смазочно-охлаждающей жидкости, препятствуют вытеканию смазочного материала из опор. Уплотнение опоры конструируют с учетом положения шпинделя (горизонтальное или вертикальное), окружной скорости поверхности его шеек, степени загрязнения пространства у опоры. В уплотнительном устройстве предусматривают конструктивные элементы разного назначения: пылеотбойные; предохраняющие опору от попадания смазочно-охлаждающей жидкости; обеспечивающие внутреннюю герметичность (не пропускают смазочный материал из полости опоры во внешнюю среду); обеспечивающие внешнюю герметичность (препятствуют проникновению в опору смазочно-охлаждающей жидкости и пыли, а также масла, загрязненного продуктами износа деталей коробки скоростей); дренажные отверстия для отвода из опоры утечек смазочного материала и смазочно-охлаждающей жидкости.

Уплотнения, предназначенные для создания внутренней и внешней герметичности, можно разделить на бесконтактные и контактные. Бесконтактные бывают статическими и динамическими. Статические уплотнения выполняют в виде щели или лабиринта, в которых происходит дросселирование смазочного материала. Аксиальное щелевое уплотнение образуется цилиндрическими поверхностями (B на рис. 6.5, a), радиальное — параллельными плоскостями. Аксиальное лабиринтное уплотнение статического типа образуется двумя цилиндрическими поверхностями: гладкой и имеющей кольцевые канавки полукруглого профиля (Γ и D на рис. 6.5, a) или канавки треугольного профиля (A на рис. 6.5, a). Такие уплотнения наиболее пригодны при использовании пластичных смазочных материалов.

Опоры шпинделей с динамическими уплотнениями имеют лучшую герметичность. Зигзагообразные лабиринтные уплотнения радиального типа (рис. 6.5, b , табл. 6.20) применяют в опорах как с пластичным, так и с жидким смазочным материалом. Эти уплотнения выполняют свои функции тем лучше, чем выше частота вращения шпинделя.

Для улучшения герметичности на вход уплотнения иногда подают хорошо очищенный воздух из цеховой сети. Уплотнение, состоящее из колец 1 и 2

Т а б л. 6.20. Размеры лабиринтных уплотнений, мм

d_0	d_1	h	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8	D_9
25	40		40,6	54,4	55	69,4	70				
30	45		45,6	59,4	60	74,4	75				
35	50		50,6	64,4	65	79,4	80				
40	55		55,6	69,4	70	84,4	85				
45	60		60,8	74,2	75	89,2	90				
50	65	2,5±1	65,8	79,2	80	94,2	95				
55	70		70,8	84,2	85	99,2	100				
60	80		80,8	94,2	95	109,2	110				
65	85		85,8	99,2	100	114,2	115	129,2	130	144,2	145
70	90		90,8	104,2	105	119,2	120	134,2	135	149,2	150
75	95		95,8	109,2	110	124,2	125	139,2	140	154,2	155
80	100		100,8	114,2	115	129,2	130	144,2	145	159,2	160
90	110		110,8	124,2	125	139,2	140	154,2	155	169,2	170
95	120		121	134	135	149	150	164	165	179	180
100	130		131	144	145	159	160	174	175	189	190
110	140		141	159	160	179	180	199	200	219	220
120	150		151	169	170	180	190	209	210	229	230
130	160		161	179	180	199	200	219	220	239	240
140	170	3±1	171	189	190	209	210	229	230	249	250
150	180		181	199	200	229	220	239	240	259	260
160	190		191	209	210	229	230	249	250	269	270
170	200		201	219	220	239	240	259	260	279	280

Примечание. Размеры d_1, D_2, D_4, D_6 и D_8 по h 11. Размеры D_1, D_3, D_5, D_7 и D_9 по H 11. Глубина кольцевых пазов — 8 мм.

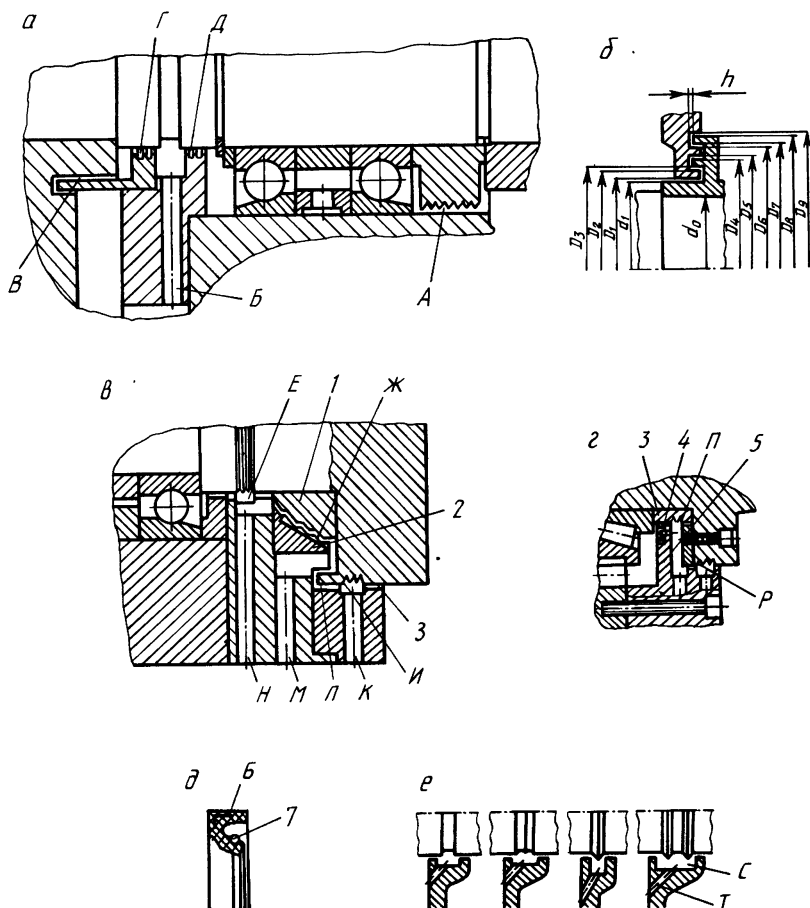


Рис. 6.5. Уплотнения опор шпинделя

(рис. 6.5, в), имеет фасонную щель Ж с переменным радиусом, пригодна при смазывании подшипников пластичным или жидким материалом, а также масляным туманом. Конструкции комбинированных динамических уплотнений разнообразны. Одна из них включает плавающее кольцо 4 (рис. 6.5, г), взаимодействующее с торцевой поверхностью фланца 5 и втулкой 3.

Контактные уплотнения с резиновой армированной манжетой 6 и пружиной 7 (рис. 6.5, д) применяются при сравнительно малой окружной скорости поверхности шейки шпинделя. При отсутствии воздействия абразивной пыли, хорошем смазывании подшипников и уплотнения жидким материалом резиновые манжеты используются при скорости до 8...10 м/с.

Жидкий смазочный материал образует на поверхности шпинделя масляную пленку, которая способна перемещаться вдоль его оси и проходить через уплотнения. Для сброса ее в полость шпиндельной бабки служат маслосбрасывающие уплотнения (рис. 6.5, е), имеющие острые кромки, с которых масло

срывается под действием центробежных сил. Эти уплотнения работают более эффективно, когда находятся в кольцевой камере *С*, соединенной дренажным каналом *Т* с полостью шпиндельной бабки.

Уплотнительное устройство komponуют из элементов разного функционального назначения. Например, задняя опора, смазываемая пластичным материалом (рис. 6.5, *а*) с помощью щелевого уплотнения *В*, лабиринтного *Г* и дренажного отверстия *Б*, защищена от проникновения в нее жидкого материала, загрязненного продуктами износа деталей шпиндельной бабки. Внутренняя герметичность этой опоры обеспечена уплотнениями *А* и *Д*. Для создания внутренней герметичности в передней опоре, смазываемой жидким материалом (рис. 6.5, *в*), предусмотрены уплотнения *Е* и *Ж* с дренажными каналами *Н* и *М*, а также лабиринтное уплотнение *Л*. Проникновению в опору смазочно-охлаждающей жидкости препятствуют щелевое уплотнение *З* и уплотнение *И* в совокупности с дренажным отверстием *К*. В уплотнительном устройстве, изображенном на рис. 6.5, *г*, предусмотрены уплотнение *П* для сбрасывания жидкого смазочного материала и уплотнение *Р*, служащее для сбрасывания смазочно-охлаждающей жидкости.

6.9. ТИПОВЫЕ КОМПОНОВКИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ

Шпиндельные узлы с двухрядным роликовым подшипником типа 3182100К и упорно-радиальным шариковым подшипником типа 178800 (рис. 6.6, *а*) применяют в средних и тяжелых токарных, фрезерных, фрезерно-расточных и шлифовальных станках. В передней опоре первый подшипник предназначен для восприятия радиальной нагрузки, второй — для осевой. Диаметр шпинделя в передней опоре $d = 60...200$ мм. Узел характеризуется относительно высокой быстроходностью: $dn_{\max} = (1,5...4,5) 10^5$ мм·мин⁻¹, где $n_{\max}$ — наибольшая частота вращения.

Шпиндельные узлы с двухрядным роликовым коническим подшипником типа 697000 в передней опоре и однорядным роликовым коническим подшипником с широким наружным кольцом типа 17000 в задней (рис. 6.6, *б*) предназначены для средних и тяжелых токарных и фрезерных станков, изготавливаемых крупными партиями. Передняя опора имеет высокую жесткость, предварительный натяг в ней создают с помощью проставочного кольца, в задней — пружинами. Диаметр шпинделя в передней опоре — 60...200 мм. Предельная частота вращения относительно невысокая: характеристика быстроходности $(1,6...2) 10^5$ мм·мин⁻¹.

Шпиндельные узлы с однорядным коническим подшипником типа 67700 в передней опоре и однорядным роликовым коническим подшипником с широким наружным кольцом типа 17000 в задней (рис. 6.6, *в*) применяют в небольших и средних токарных и фрезерных станках, изготавливаемых крупными партиями. Диаметр шпинделя в передней опоре — 40...160 мм. Характеристика быстроходности — $(2...3) 10^5$ мм·мин⁻¹. Наибольшая частота вращения выше, чем для предыдущей конструкции, но радиальная и осевая жесткость ниже.

Шпиндельные узлы с радиально-упорными шарикоподшипниками типа 36000 К или 46000 К (рис. 6.6, *г*) предназначены для легких и средних токар-

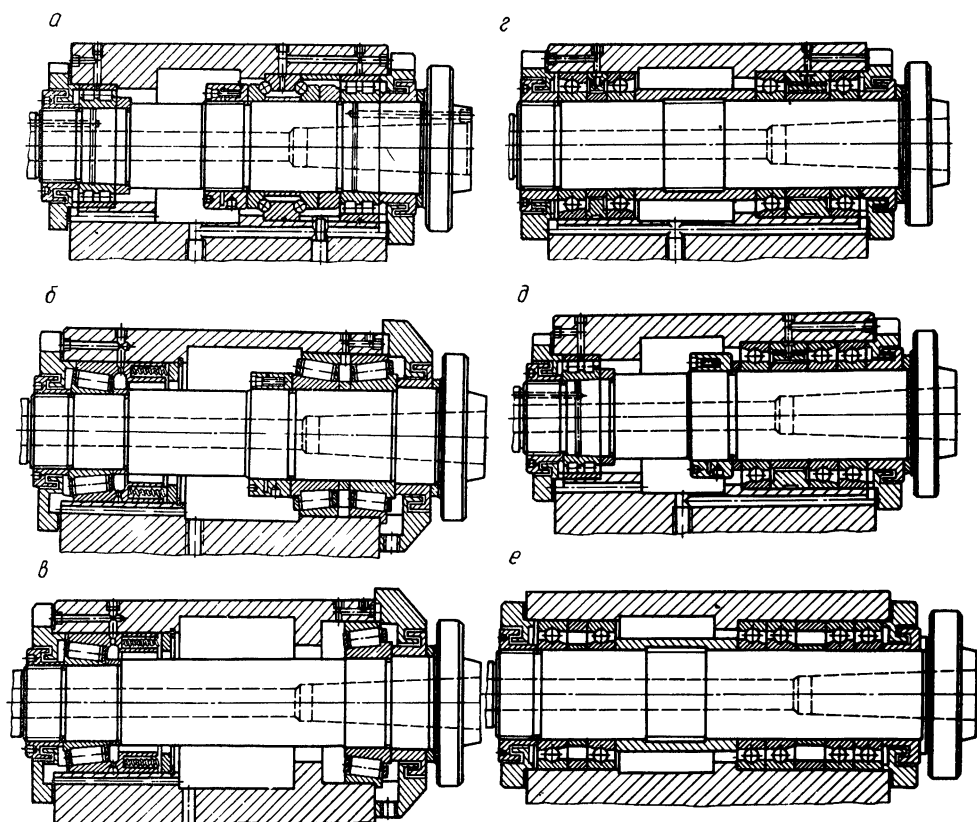


Рис. 6.6. Типовые компоновки шпиндельных узлов

ных, фрезерных, фрезерно-расточных и шлифовальных станков. Диаметр шпинделя в передней опоре — 30...120 мм. В случае высокой осевой нагрузки устанавливают радиально-упорные подшипники с большим углом контакта. Для обеспечения осевого температурного смещения задней опоры предусматривают радиальный зазор между наружными кольцами подшипников и корпусом шпиндельной бабки. Шпиндели допускают высокую частоту вращения: характеристика быстроходности $(4...6) 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$.

Шпиндельные узлы с радиально-упорными шарикоподшипниками типа 46000К в передней опоре и двухрядным роликовым подшипником типа 3182100К в задней (рис. 6.6, д) применяют в легких токарных автоматах, алмазно-расточных и скоростных фрезерных станках, а также в силовых головках агрегатных станков. Диаметр шпинделя в передней опоре — 20...80 мм. Частота вращения шпинделя достаточно высока: характеристика быстроходности $(7...11) 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$. Если необходимо повысить осевую жесткость, можно установить радиально-упорные подшипники с большим углом контакта. Радиальный зазор между наружным кольцом подшипника задней опоры и корпусом не требуется.

Шпиндельные узлы с радиально-упорными шарикоподшипниками типов 46000К × 2 или 36000К × 2 и 36000К (рис. 6.6, а) применяют в средних и тяжелых круглошлифовальных и плоскошлифовальных станках. Диаметр передней шейки шпинделя — 60...140 мм, характеристика быстроходности $(4...6) \times 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$.

Значения характеристики быстроходности могут изменяться в зависимости от свойств смазочного материала, особенностей смазочной системы.

6.9. ПРИМЕРЫ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ

Передняя опора и передний конец шпинделя фрезерно-расточного станка с ЧПУ. В коническом отверстии (рис. 6.7) зажимается инструментальная оправка 3, крутящий момент на которую передается двумя торцевыми шпонками 2. Механизм зажима оправки состоит из цанги 13, штанги 12, пакета тарельчатых пружин 11 и гидроцилиндра (не показанного на рисунке). Оправка освобождается при движении штанги влево. Крутящий момент передается на шпиндель зубчатыми колесами 9 и 8. На рис. 6.7 показаны два варианта передней опоры. Опора, выполненная по первому варианту (показана над осью шпинделя), состоит из двухрядного роликоподшипника 5 с короткими цилиндрическими роликами, воспринимающего радиальную нагрузку, и двух упорных шарикоподшипников 6, воспринимающих осевую нагрузку. Радиальный зазор в двухрядном роликоподшипнике регулируют с помощью гайки 10 после подшлифовки компенсаторного кольца 1, состоящего из двух полуколец. Съем этого подшипника облегчается благодаря распрессовке внутреннего кольца маслом, заливаемым в отверстие 4. Натяг упорных подшипников обеспечивается пружинами 7. В передней опоре, выполненной по второму варианту, вместо упор-

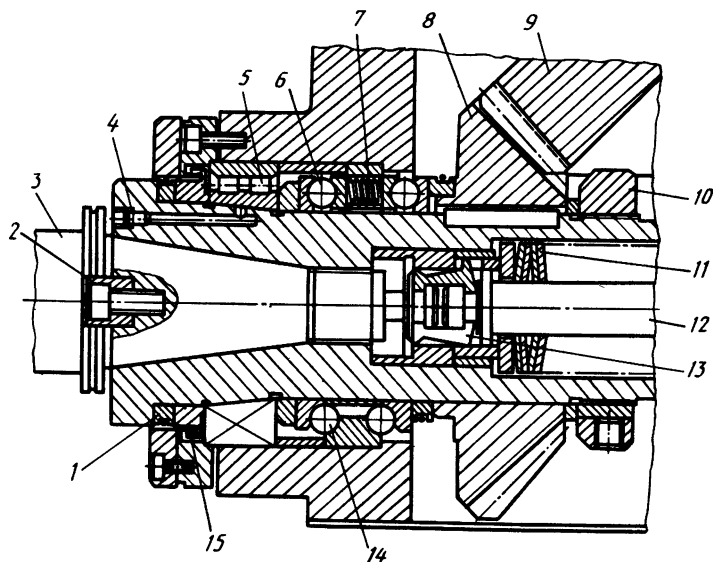


Рис. 6.7. Передняя опора и конец шпинделя фрезерно-расточного станка с ЧПУ

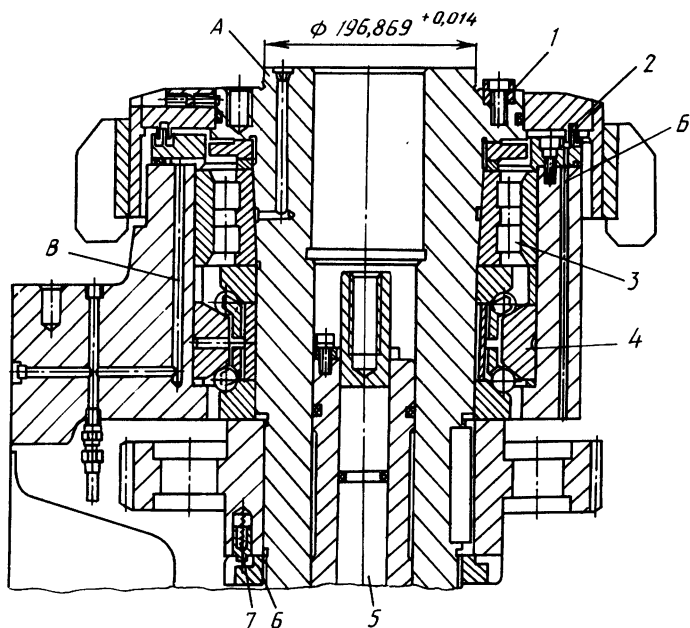


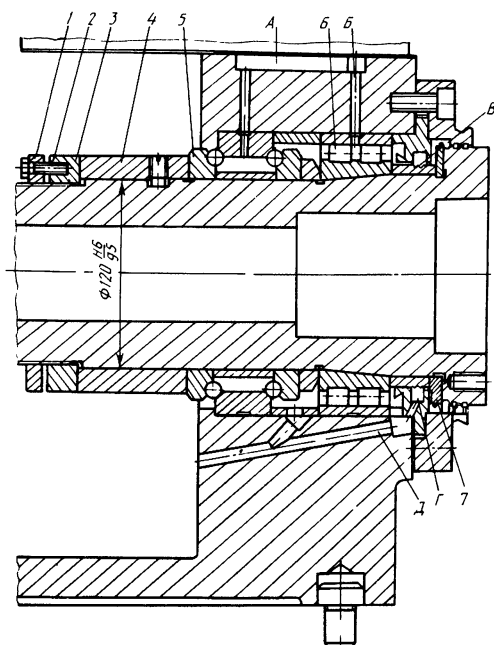
Рис. 6.8. Передняя опора и конец шпинделя вертикального токарного полуавтомата с ЧПУ

ных применен упорно-радиальный шарикоподшипник 14 типа 178800. Для защиты от загрязнений и предотвращения вытекания из опоры смазочного материала использовано лабиринтное уплотнение 15.

Передняя опора и передний конец шпинделя вертикального токарного полуавтомата с ЧПУ. Обрабатываемая заготовка закрепляется в патроне, который центрируется по коническому буртику А (рис. 6.8) и получает привод от гидроцилиндра через шток 5. Крутящий момент передается патрону с помощью пальца 1. Радиальную нагрузку воспринимает двухрядный роликовый подшипник с короткими цилиндрическими роликами 3, осевую — упорно-радиальный шариковый подшипник 4. Радиальный зазор в роликовом подшипнике регулируется с помощью гайки 6. Для ее стопорения служит фиксатор 7, который под действием пружины входит в один из имеющихся в гайке пазов. Смазывание опоры осуществляется жидким материалом с помощью циркуляционной системы. По каналу В масло подводится к верхнему торцу роликового подшипника, самотеком проходит через рабочие зоны обоих подшипников и сливается в корпус шпиндельной бабки. Опора защищена зигзагообразным лабиринтным уплотнением 2. По каналу Б масло из полости уплотнения сливается во внутреннюю полость шпиндельной бабки.

Передняя опора и передний конец шпинделя многооперационного станка. В опоре применены двухрядный роликовый подшипник 6 с короткими цилиндрическими роликами (рис. 6.9) и упорно-радиальный подшипник 5. Натяг в роликовом подшипнике регулируется гайкой 3 после подшлифовки кольца 7, состоящего из двух полуколец. Для ее стопорения служат гайка 1

Рис. 6.9. Передняя опора и
конец шпинделя многоцеле-
вого станка



и винты 2. Гайка воздействует на подшипник через длинную втулку 4, торцы которой изготовлены с малым отклонением от перпендикулярности к ее оси. Втулка насажена на цилиндрическую шейку шпинделя с малым зазором. Благодаря высокой точности втулка оказывает равномерное давление на подшипник, что предохраняет шпиндель от изгиба, который мог бы появиться при регулировании натяга подшипника.

Использована система обильного смазывания жидким материалом. Масло подается в ванну А и по двум отверстиям Б поступает в опору. Для слива масла из опоры предусмотрены каналы Д достаточно большого сечения. Это предотвращает его застой и нагревание. Щелевым уплотнением опора защищена от загрязнений. Масляная пленка, образующаяся на шпинделе, сбрасывается кромками канавок В, находящихся в кольцевой камере Г.

Шпиндельный узел расточной бабки агрегатного станка (рис. 6.10). Этот узел относится к группе узлов со средней частотой вращения. Радиальную нагрузку на переднюю опору воспринимает двухрядный роликовый подшипник с короткими цилиндрическими роликами, осевую — два шариковых упорных подшипника. Для снижения влияния на их работоспособность центробежного и гироскопического эффектов подшипники установлены вместе с пружинами. Предварительный натяг двухрядного роликового подшипника создают и регулируют гайкой 4 после подшлифовки торца кольца 5, состоящего из двух полуколец, стянутых проволоочным кольцом. По окончании регулировки опоры положение гайки фиксируется подпружиненным фиксатором 3. Гайку можно привести во вращение после того, как с помощью отвертки фиксатор будет выведен из паза и повернут на 90° (фиксатор можно повернуть благодаря имеющемуся на нем шлицу). Чтобы регулировку сделать более тонкой, в шпиндель встроены два фиксатора с шагом 120° . В задней опоре установлены

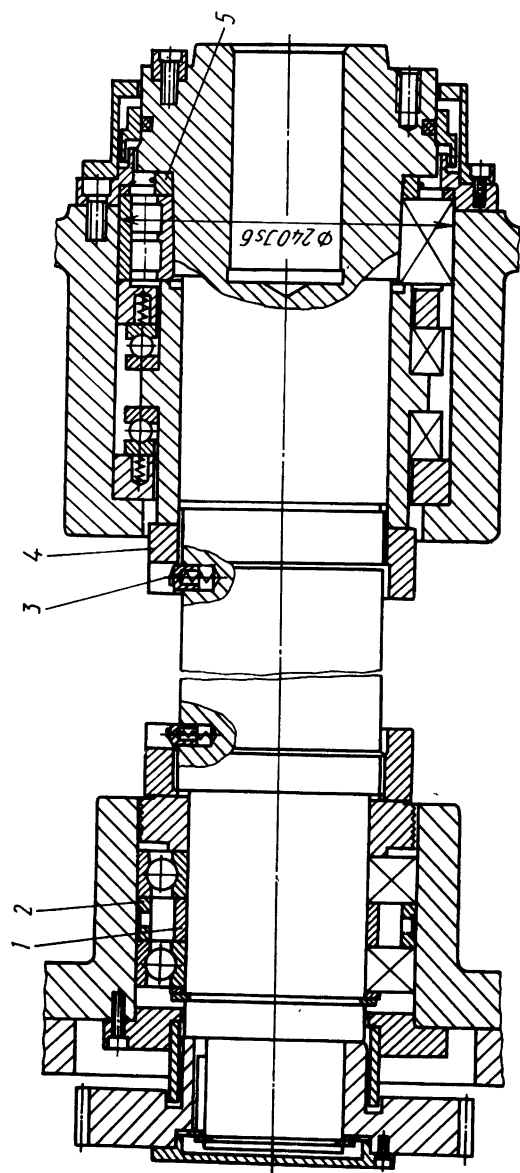


Рис. 6.10. Шпиндельный узел расточной бабки агрегатного станка

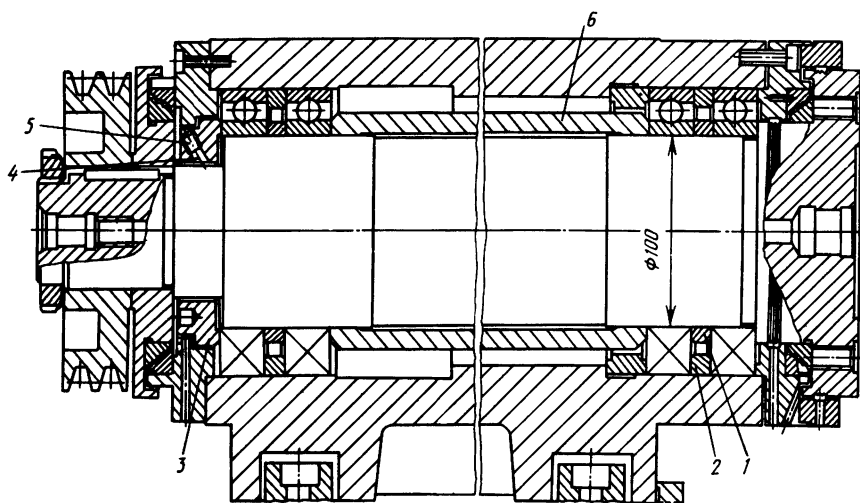


Рис. 6.11. Шпиндельный узел отделочно-расточной головки

два радиально-упорных шариковых подшипника. Их натяг обеспечен благодаря тому, что проставочное кольцо 1 меньшей высоты, чем кольцо 2. Так как задняя опора сделана плавающей, препятствий для температурного удлинения шпинделя не имеется. Для смазывания обеих опор применяется пластичный смазочный материал.

Шпиндельный узел отделочно-расточной головки. К отделочно-расточным головкам, которые используются в качестве шпиндельного узла алмазно-расточных станков, предъявляются высокие требования в отношении точности, жесткости и температуры при длительной работе станка. На рис. 6.11 показан шпиндельный узел отделочно-расточной головки с радиально-упорными подшипниками, которые хорошо работают при частоте вращения до 5000 об/мин и выше. В обеих опорах подшипники установлены по схеме дуплекс-О. Осевое усилие предварительного натяга создается дистанционными кольцами 1 и 2 разной высоты. Все подшипники стянуты гайкой 3 через дистанционную гильзу 6. Для стопорения гайки применены резьбовой вкладыш 4 и стопорный винт 5. Подшипники передней опоры зажаты между корпусом и передней крышкой, благодаря чему шпиндель зафиксирован в осевом направлении. Задняя опора сделана плавающей. Подшипники смазываются пластичным материалом, нанесенным на их беговые дорожки в объеме около 4 см³ на один подшипник.

6.10. РАСЧЕТ ЖЕСТКОСТИ ОПОР ШПИНДЕЛЯ

Общие сведения о жесткости опор. При расчете на жесткость шпиндель рассматривается как балка ступенчато-переменного сечения на податливых точечных опорах. Считается, что радиальные подшипники обладают только радиальной жесткостью, радиально-упорные — радиальной, осевой и угловой, упорно-радиальные — осевой и угловой жесткостью. Значения жесткости

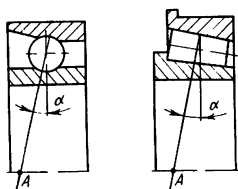


Рис. 6.12. Схема определения фактической опоры

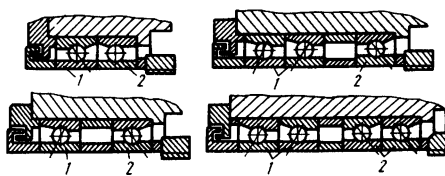


Рис. 6.13. Схемы комплексных опор

подшипников определяют по справочникам. Принимают, что жесткость опор с предварительным натягом не зависит от рабочей нагрузки, но заметно уменьшается при значительном повышении частоты вращения шпинделя.

Расчетные радиальные опоры шпинделя при применении радиальных подшипников располагаются посредине ширины подшипников. Расчетные радиальные опоры шпинделя, установленного на радиально-упорных шариковых и конических роликовых подшипниках, находят с учетом угла контакта тел качения и колец подшипников. Считается, что такая опора фактически расположена в точках пересечения оси шпинделя с линией, проходящей через ось шарика или середину ролика под углом, равным углу контакта в подшипнике (рис. 6.12). Расчетные угловые опоры шпинделя при применении упорно-радиальных и двойных упорных подшипников находятся на оси шпинделя посредине ширины подшипника.

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 рассматривать шпиндель как многоопорную статически неопределимую балку; 2) все подшипники, находящиеся в опоре, считать образующими одну комплексную опору с жесткостью, зависящей от ее компоновочной схемы и жесткости подшипников.

Жесткость опоры с шариковыми радиально-упорными подшипниками [49]. Комплексную опору, состоящую из нескольких подшипников, представляют в виде двух условных опор (рис. 6.13): 1 — находящейся ближе к переднему торцу шпинделя, 2 — находящейся дальше от него. Сдвоенные подшипники, установленные в одной условной опоре по схеме "тандем", считают одним двухрядным. Число подшипников в опорах 1 и 2 обозначают i_1 и i_2 .

В зависимости от способа создания предварительного натяга задаются силой натяга F_H или общей деформацией (натягом) опоры δ .

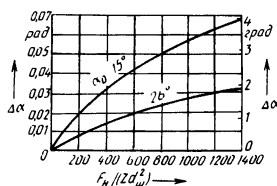
Осевая жесткость комплексной опоры (Н/мм)

$$j_a = 1,5 C^{\frac{2}{3}} F_H^{\frac{1}{3}} (i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}}),$$

где

$$C = 10^5 z \sin^{\frac{5}{2}} \alpha \sqrt{1,25 d_{ш}};$$

Рис. 6.14. Изменение угла контакта в подшипнике под действием предварительного натяга



F_H — сила натяга, Н (см. табл. 6.15); z — число тел качения в подшипнике; α — фактический угол контакта в подшипнике, изменяющийся под действием предварительного натяга (рис. 6.14); $d_{ш}$ — диаметр шарика, мм.

Для комплексных опор, изображенных на рис. 6.13,

$$j_a = k_1 C^{\frac{2}{3}} F_H^{\frac{1}{3}} ;$$

$$j_a = k_2 C \delta^{\frac{1}{2}} .$$

Коэффициенты k_1 и k_2 и осевая жесткость опор в относительных единицах приведены в табл. 6.21.

Радиальная жесткость условной опоры может быть вычислена по формуле

$$j_{r1(2)} = \frac{k_4 i_1^{\frac{2}{3}} j_a}{1,5 \operatorname{tg}^2 \alpha (i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}})} .$$

Коэффициент k_4 характеризует распределение нагрузки между телами качения и зависит от соотношения между силой натяга и радиальной нагрузкой:

$F_H / (F_r \operatorname{tg} \alpha)$	1,28	1,35	1,43	1,53	1,67	2,25	3,2	5,4	12
k_4	0,16	0,3	0,4	0,52	0,6	0,65	0,71	0,74	0,75

Для шарикоподшипников типов 36000К и 36000У радиальная жесткость $j_r = (5,3 \dots 6) j_a$, а для подшипников типов 46000К и 46000У $j_r = (1,95 \dots 2,1) j_a$.

Внешняя осевая сила, при которой натяг одной из условных комплексных опор полностью снимается, определяется по зависимости

$$F_{a \max} = 1,5 \left[1 + (i_2 / i_1)^{\frac{2}{3}} \right] F_H$$

или

$$F_{a \max} = k_3 F_H .$$

Коэффициент k_3 приведен в табл. 6.21. Для симметричных опор ($i_1 = i_2$)

$$F_{a \max} = 3 F_H .$$

Т а б л. 6.21. Параметры качества опор

Характеристики компоновки опор	Значения коэффициентов			Осевая жесткость j_a в относительных единицах	
	k_1	k_2	k_3	при $F_H = \text{const}$	при $\delta = \text{const}$
$i_1 = 1$ $i_2 = 1$	3	2,1	3	1	1
$i_1 = 2$ $i_2 = 1$	3,9	3,2	$\frac{2,1}{3,6}$	1,3	1,5
$i_1 = 1$ $i_2 = 3$	4,6	3,8	$\frac{2,2}{4,6}$	1,55	1,8
$i_1 = 2$ $i_2 = 2$	4,8	4,2	3	1,6	2
$i_1 = 3$ $i_2 = 3$	6,2	6,4	3	2,1	3

Примечание. При $i_1 \neq i_2$ значение k_3 ставится в числителе, если внешняя сила разгружает условную опору 1, в знаменателе – если она разгружает опору 2.

Жесткость двухрядного упорно-радиального подшипника с углом контакта $\alpha = 60^\circ$. Осевая жесткость подшипника (Н/мм)

$$j_a = 7000 k z^{\frac{2}{3}} d_{\text{ш}}^{\frac{1}{3}} F_H^{\frac{1}{3}} \sin^{\frac{5}{3}} \alpha,$$

где $k = 0,8...0,9$ — коэффициент, учитывающий погрешности изготовления подшипника.

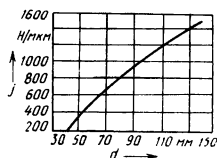
Благодаря высокой угловой жесткости упорно-радиальный подшипник создает значительный заземляющий момент. Угловая жесткость (Н·мм/рад) этого подшипника

$$j = \frac{M}{\varphi} = \frac{1}{32} (d + D)^2 j_a,$$

где M — заземляющий момент, действующий на шпиндель, Н·мм; φ — угол наклона упругой оси шпинделя в опоре, рад; d и D — внутренний и наружный диаметры подшипника, мм.

Жесткость однорядных конических подшипников. Эти подшипники работают с небольшим зазором или натягом при совместном действии радиальной F_r и осевой F_a нагрузок. Для опоры с натягом при $F_a / F_r \geq 2$ радиальная жесткость

Рис. 6.15. Зависимость жесткости роликового двухрядного подшипника от его диаметра



$$j_r = 7300 l^{0,8} z^{0,9} F_a^{0,1} \cos^2 \alpha \sin^{-0,1} \alpha,$$

где l — эффективная длина ролика, мм; α — угол наклона оси роликов.

Жесткость роликового двухрядного подшипника с короткими цилиндрическими роликами зависит от его внутреннего диаметра (рис. 6.15).

6.11. РАСЧЕТ ЖЕСТКОСТИ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА

На жесткость рассчитывают шпиндельные узлы всех типов. При этом определяют упругое перемещение шпинделя в сечении его переднего конца, для которого производится стандартная проверка шпиндельного узла на жесткость. Это перемещение принимают в качестве упругого перемещения переднего конца шпинделя.

В перемещении учитывают только деформации тела шпинделя и его опор. Собственные деформации обрабатываемой детали, режущего инструмента, конического или другого соединения инструмента со шпинделем определяют дополнительными расчетами, не относящимися к расчету шпиндельного узла на жесткость.

Находят радиальную и осевую жесткость. 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 защемляющего (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 защемляющего момента. Значения коэффициента, учитывающего при расчете жесткости шпинделя наличие в передней опоре защемляющего момента, приведены в табл. 6.22. 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 нежесткостью (податливостью) опор; δ_3 — сдвиг, вызванный защемляющим моментом; δ_4 — перемещение, вызванное податливостью контакта между кольцами подшипника и поверхностями шпинделя и корпуса, определяемое по зависимости (4.7).

Смещение переднего конца шпинделя зависит не только от его размеров, жесткости опор, нагрузок, но и от схемы нагружения.

Т а б л. 6.22. Значения коэффициента защемления

Схема шпиндельного узла	Тип установленных подшипников	Коэффициент за- щемления		
		в передней опоре	в задней опоре	
		3182100; 8000	3182100	0,45...0,65
		697000	7200	0,30...0,45
		3182100; 178800	3182100	0,30...0,45
		36100	36100	0,20...0,3
		36100	36100	0,15...0,2

Схема 1. Приводной элемент шпинделя расположен между его опорами (рис. 6.16). Эта схема типична для токарных и фрезерных станков, а также для многоцелевых станков с ЧПУ. Радиальное упругое перемещение шпинделя в расчетной точке складывается из следующих перемещений: δ_{1Q} тела шпинделя под действием силы Q на приводном элементе; δ_{2Q} , вызванного деформацией опор от силы Q ; δ_{1P} тела шпинделя под действием силы резания P ; δ_{2P} , вызванного 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; I_1 — среднее значение осевого момента инерции сечения консоли; I_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, складывающееся из всех названных выше перемещений, но без учета защемляющего момента

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = P \left[\frac{a^3}{3EI_1} + \frac{a^2 l}{3EI_2} + \frac{j_A a^2 + j_B (l+a)^2}{j_A j_B l^2} \right] \pm$$

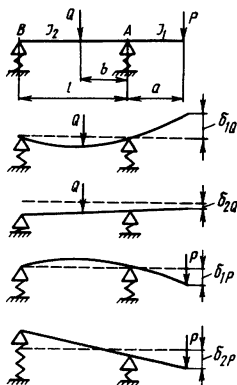


Рис. 6.16. Составляющие перемещения шпинделя в расчетном сечении

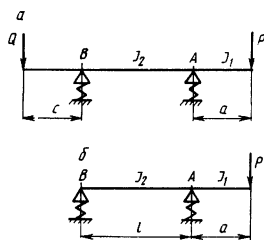


Рис. 6.17. Схемы к расчету шпиндельного узла на жесткость

$$\pm Q \left[\frac{j_B (l+a) - j_A (l-b)}{j_A j_B l^2} - \frac{a (b^3 + 2bl^2 - 3b^2l)}{3EI_2 l} \right]. \quad (6.1)$$

С учетом действия заземляющего момента в передней опоре перемещение переднего конца шпинделя

$$\begin{aligned} \delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = P \left[\frac{a^3}{3EI_1} + \frac{a^2 l (1-\epsilon)}{3EI_2} + \right. \\ \left. + \frac{j_A a^2 (1-\epsilon) + j_B [l+a(1-\epsilon)]^2}{j_A j_B l^2} \right] \pm \\ \pm Q (1-\epsilon) \left[\frac{j_B (l+a) - j_A (l-b)}{j_A j_B l^2} - \frac{a (b^3 + 2bl^2 - 3b^2l)}{3EI_2 l} \right]. \end{aligned} \quad (6.2)$$

Угол поворота (рад) в передней опоре

$$\theta_A = \frac{1}{3EI_2} \left[Pal - \frac{Q}{2l} (b^3 - 2bl^2 - 3b^2l) \right].$$

В зависимостях (6.1), (6.2) 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 в зависимости (6.1) и (6.2) безразмерное отношение $\lambda = l/a$, характеризующее относительную длину межопорной части шпинделя, из равенства $d\delta/d\lambda = 0$ 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. 6.17, а). Этот случай характерен для внутришлифо-

вальных и отделочно-расточных головок. Перемещение переднего конца шпинделя с учетом заземляющего момента в передней опоре

$$\begin{aligned} \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = & \frac{Pa^2}{3E} \left[\frac{a}{I_1} + \frac{l(1-\epsilon)}{I_2} \right] + \frac{Qlac(1-\epsilon)}{6EI_2} + \\ & + P \left\{ \frac{1}{j_A} \left[\frac{l+a(1-\epsilon)}{l} \right]^2 + \frac{a^2(1-\epsilon)}{j_B l^2} \right\} - \\ & - Q(1-\epsilon) \left[\frac{(l+a)c}{j_A l^2} + \frac{(l+c)a}{j_B l^2} \right]. \end{aligned} \quad (6.3)$$

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 заземляющего момента вычисляют по формуле (6.3), при $\epsilon = 0$.

Схема 3. Шпиндель не нагружен силами от привода, на него действует только сила резания P (рис. 6.17, б). Такие шпиндельные узлы часто применяют в прецизионных станках. Перемещение переднего конца шпинделя с учетом заземляющего момента в передней опоре

$$\begin{aligned} \delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = & P \left\{ \frac{a^2}{3E} \left[\frac{a}{I_1} + \frac{l(1-\epsilon)}{I_2} \right] + \right. \\ & \left. + \frac{1}{j_A} \left[\frac{l+a(1-\epsilon)}{l} \right]^2 + \frac{a^2(1-\epsilon)}{j_B l^2} + \frac{a}{GS_1} + \frac{a^2(1-\epsilon)}{GS_2 l} \right\}. \end{aligned}$$

Без учета заземляющего момента

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = P \left[\frac{a^3}{3EI_1} + \frac{a^2 l}{3EI_2} + \frac{j_A a^2 + j_B (l+a)^2}{j_A j_B l^2} \right].$$

Угол поворота шпинделя в передней опоре

$$\theta = \frac{Pal}{3EI_2}.$$

Значение $\lambda = l/a$, оптимальное по условию жесткости шпиндельного узла, находят из уравнения

$$\frac{d\delta}{d\lambda} = \frac{a^3 \lambda^3}{3EI_2} - \frac{2\lambda}{j_A} - \frac{2(j_A + j_B)}{j_A j_B} = 0.$$

В связи с тем что с уменьшением межопорного расстояния биение шпинделей на подшипниках качения увеличивается, для них вводят ограничение $\lambda \geq 2,5$.

6.12. РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА

В ряде случаев динамическое качество станка определяется в основном динамическими характеристиками шпиндельного узла. Для расчета шпиндельных узлов с несколькими опорами или несколькими подшипниками в одной опоре (статически неопределимой) наиболее подходит метод начальных параметров в матричной формулировке, называемый методом переходных матриц или методом продолжения [35, 51, 58]. Целью расчета является определение амплитуд установившихся колебаний шпинделя на его переднем конце при условии, что в процессе резания со стороны привода на шпиндель действуют гармонические возмущающие силы.

Шпиндель представляют как балку ступенчато-переменного сечения на линейно-упругих опорах с вязким демпфированием, пропорциональным скорости колебаний. Балку разбивают на участки. Их границами считают сечения, в которых изменяется момент инерции поперечного сечения шпинделя или расположена опора, находится сосредоточенная масса (патрон, шкив, зубчатое колесо), действует внешняя сосредоточенная нагрузка (сила, изгибающий момент), имеет место скачкообразное изменение распределенной нагрузки.

На рис. 6.18 представлена схема шпиндельного узла с разбиением шпинделя на три участка длиной l_1 , l_2 и l_3 , ограниченные сечениями 0, 1, 2 и 3. На заднем и переднем концах расположены сосредоточенные массы: шкив ременной передачи 4 (или зубчатое колесо) и патрон 5. В процессе резания на шпиндель действуют возмущающая гармоническая сила $F_0(t)$ и гармоническая сила $F_3(t)$ со стороны привода, являющиеся функциями времени t .

Для q -го сечения вводим следующие обозначения: y_q — амплитуда перемещений; φ_q — угол поворота сечения; M_q — изгибающий момент; Q_q — поперечная сила для q -го участка; m_q — распределенная масса (масса единицы длины); I_q — момент инерции сечения; E — модуль упругости материала; EI_q — изгибная жесткость. Буквами j и h обозначаем радиальную жесткость и коэффициент демпфирования опор.

Дифференциальное уравнение свободных колебаний q -го участка шпинделя:

$$(1 + \gamma i) EI_q \frac{\partial^4 y_q}{\partial z^4} + m_q \frac{\partial^2 y_q}{\partial t^2} = 0,$$

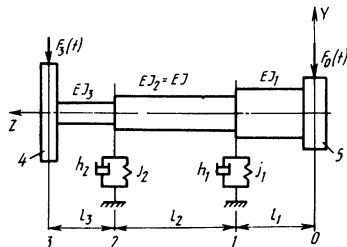


Рис. 6.18. Схема к расчету динамических характеристик шпиндельного узла

где $\gamma \leq 1$ — коэффициент демпфирования, учитывающий рассеяние энергии колебаний в материале шпинделя; i — мнимая единица; z — координата вдоль оси шпинделя.

Если решение искать в виде

$$y_q(t) = Y(z) e^{i \omega t},$$

где ω — круговая частота колебаний; $Y(z)$ — функция формы колебаний, то уравнение формы колебаний приобретает вид

$$Y^{IV}(z) - \frac{m_q \omega^2}{EI_q (1 + \gamma i)} Y(z) = 0. \quad (6.4)$$

В общем случае приложения внешней нагрузки рассматриваемый шпиндельный узел описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$\bar{Y}_0 = \bar{P} \bar{Y}_u + \bar{P}_1 \bar{Y}_N, \quad (6.5)$$

где $\bar{Y}_0$ и $\bar{Y}_u$ — векторы параметров на свободных концах шпинделя (в сечениях с номерами 0 и u); $\bar{P}$ — матрица (4×4), равная произведению всех матриц перехода; $\bar{P}_1$ — матрица (4×4), равная произведению матриц перехода, соответствующих участкам шпинделя, расположенным левее сечения N , где приложена внешняя нагрузка; $\bar{Y}_N$ — вектор параметров в сечении N .

Векторы параметров на свободных концах рассматриваемого шпинделя длиной l без учета свободной нагрузки

$$\bar{Y}_0 = \begin{vmatrix} y_0 \\ \varphi_0 l \\ \frac{M_0 l^2}{EI} \\ \frac{Q_0 l^3}{EI} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} y_0 \\ \varphi_0 l \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix};$$

$$\bar{Y}_3 = \begin{vmatrix} y_3 \\ \varphi_3 l \\ \frac{M_3 l^2}{EI} \\ \frac{Q_3 l^3}{EI} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} y_3 \\ \varphi_3 l \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix},$$

где через EI обозначена изгибная жесткость участка наибольшей длины, т.е. межопорной части шпинделя: $EI = EI_2$.

С учетом граничных условий из уравнения (6.5) находим прогиб y_0 и угол наклона φ_0 в начальном сечении. С использованием переходных матриц сечений и участков шпинделя методом обратной прогонки определим прогиб и угол поворота в любом сечении.

Переходные матрицы рассмотрим более подробно. Патрон, находящийся на переднем конце шпинделя, т.е. в нулевом сечении, представим в виде груза, имеющего сосредоточенную массу μ_0 и момент инерции I_{0X} относительно оси X . Амплитудные значения его колебаний равны $\mu_0 \omega^2 y_0$ и $I_{0X} \varphi_0 \omega^2$. При переходе через нулевое сечение параметры матрицы $\bar{Y}_0$ преобразуются с помощью матрицы сосредоточенной массы

$$\bar{L}_0 = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{I_{0X} \omega^2 l}{EI} & 1 & 0 \\ \frac{\mu_0 \omega^2 l^3}{EI} & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

Параметры на концах первого участка связаны матрицей перехода через участок

$$\bar{T}_1 = \begin{vmatrix} A_1 & \beta_1 B & \frac{\beta_1^2 C_1}{\alpha_1} & \frac{\beta_1^3 D_1}{\alpha_1} \\ \frac{\lambda_1^4 D_1}{\beta_1} & A_1 & \frac{\beta_1 B_1}{\alpha_1} & \frac{\beta_1^2 C_1}{\alpha_1} \\ \frac{\alpha_1 \lambda_1^4 C_1}{\beta_1^2} & \frac{\alpha_1 \lambda_1^4 D_1}{\beta_1} & A_1 & \beta_1 A_1 \\ \frac{\alpha_1 \lambda_1^4 B_1}{\beta_1^3} & \frac{\alpha_1 \lambda_1^4 C_1}{\beta_1^2} & \frac{\lambda_1^4 D_1}{\beta_1} & A_1 \end{vmatrix},$$

получаемой в результате решения дифференциального уравнения (6.4). Здесь A_1, B_1, C_1, D_1 — функции, которые могут быть представлены в виде степенных рядов; $\alpha_1 = EI_1/(EI)$; $\beta_1 = l_1/l$; $\lambda_1^4 = m_1 l_1^4 \omega^2/(EI_1)$.

Скачок поперечной силы при переходе через опору l , равный ее реакции с учетом упругой и диссипативной составляющих, описывается матрицей опоры

$$\bar{Q}_1 = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\frac{j_1 l^3}{EI} - \frac{ih_1 \omega l^3}{EI} & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix},$$

Аналогично записываются остальные переходные матрицы: $\bar{L}_3$ — сосредоточенной массы в третьем сечении; $\bar{T}_2$ и $\bar{T}_3$ — второго и третьего участков; $\bar{Q}_2$ — второй опоры. Переход от правого (нулевого) сечения шпинделя к левому описывается переходной матрицей, равной произведению всех переходных матриц:

$$\bar{\Pi} = \bar{L}_3 \bar{T}_3 \bar{Q}_3 \bar{T}_2 \bar{Q}_1 \bar{T}_1 \bar{L}_0 .$$

В результате перехода получаем матричное уравнение

$$\bar{Y}_3 = \bar{\Pi} \bar{Y}_0 , \quad (6.6)$$

пригодное при отсутствии внешней нагрузки на шпиндель. Из этого уравнения определяют собственные частоты колебаний шпинделя. При этом сначала находят детерминант уравнения, являющийся функцией круговой частоты ω , а затем ряд собственных частот, при которых детерминант обращается в ноль.

С учетом внешней нагрузки в первом и третьем сечениях уравнение (6.6) для рассматриваемого шпинделя приобретает вид

$$\bar{Y}_3 = \bar{\Pi} (\bar{Y}_0 - \bar{\Phi}_0) - \bar{\Phi}_3 , \quad (6.7)$$

где

$$\bar{\Phi}_0 = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{F_0 l^3}{EI} \end{vmatrix} ; \quad \bar{\Phi}_3 = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{F_3 l^3}{EI} \end{vmatrix} .$$

Из уравнения (6.7) определяют частотные передаточные функции системы $W_0(i\omega) = y_0/F_0$ по воздействию со стороны процесса резания (при $F_3 = 0$), системы $W_3(i\omega) = y_0/F_3$ по воздействию со стороны привода (при $F_0 = 0$), а также амплитудно-фазовую частотную характеристику системы шпиндельного узла $W(i\omega)$.

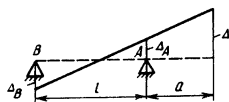
По результатам анализа динамических характеристик производят оптимизацию параметров шпиндельного узла. Для этого разработан комплекс программ расчета этих характеристик на ЭВМ в пакетном и диалоговом режимах.

6.13. РАСЧЕТ ТОЧНОСТИ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА

В результате этого расчета выбирают класс точности подшипников шпинделя в зависимости от его допускаемого радиального биения Δ . Предполагают наиболее неблагоприятный случай, когда биения подшипников Δ_A в передней опоре и Δ_B в задней направлены в противоположные стороны (рис. 6.19). При этом радиальное биение конца шпинделя

$$\Delta_p = \Delta_A \left(1 + \frac{a}{l}\right) + \Delta_B \frac{a}{l} .$$

Рис. 6.19. Схема к расчету шпиндельного узла на точность



Приняв

$$\Delta_p \leq \frac{\Delta}{3}, \quad \Delta_A \left(1 + \frac{a}{l}\right) = \Delta_B \frac{a}{l},$$

получают

$$\Delta_A \leq \frac{\Delta}{6 \left(1 + \frac{a}{l}\right)}, \quad \Delta_B \leq \frac{l \Delta}{6a}.$$

По Δ_A и Δ_B выбирают подшипники требуемого класса точности.

6.14. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ

Исходные данные. Исходными данными при проектировании шпиндельного узла являются: тип, размер, класс точности станка, предельные параметры процесса обработки (предельные значения частоты вращения шпинделя, силы резания, крутящего момента); тип и расположение привода; вид смазки.

Выбор материала для шпинделя. Материал для шпинделя выбирают исходя из требований обеспечить необходимую твердость и износостойкость его шеек и базирующих поверхностей, а также предотвратить малые деформации шпинделя с течением времени (коробление).

Шпиндели станков нормальной точности изготавливают из сталей 40X, 45, 50 с закалкой ответственных поверхностей до твердости 48...56 HRC₃ с использованием индукционного нагрева. Если его применение вызывает затруднения, шпиндели изготавливают из сталей 40XГР, 50X и подвергают объемной закалке до твердости 56...60 HRC₃.

Шпиндели станков с ЧПУ и многоцелевых станков, для которых требуется повышенная износостойкость поверхностей, используемых для центрирования и автоматического закрепления инструментов или приспособлений, изготавливают из сталей 20X, 18XГТ, 12ХНЗА с цементацией и закалкой до твердости 56...60 HRC₃.

Для шпинделей прецизионных станков применяют азотируемые стали 38ХМЮА, 38ХВФЮА с закалкой до твердости 63...68 HRC₃.

Требования к твердости ответственных поверхностей шпинделя и толщине упрочненного слоя (табл. 6.23) зависят от типа опор, точности станка и функции отверстия в переднем конце шпинделя [83]. Наиболее высокая износостойкость, а значит, и твердость должна быть у опорных шеек шпинделей, устанавливаемых в подшипниках скольжения, наружной поверхности подвижных шпинделей, опорных шеек шпинделей, устанавливаемых в подшипниках качения без внутреннего кольца. Относительно высокой твердостью должны обладать поверхности для установки цанг и других зажимных устройств, а также поверхности отверстий с конусностью 7 : 24.

Т а б л. 6.23. Требования к твердости упрочненных поверхностей и глубине упрочнения шпинделей

Ответственные участки шпинделя, подвергаемые упрочнению	Требуемая твердость HRC ₃ , не менее	Требуемая толщина упрочненного слоя, мм, не менее
Поверхность опорных шеек под подшипники:		
качения с внутренним кольцом станков		
классов точности Н и П	45	0,3
классов точности В, А, С	50	0,3
качения без внутреннего кольца	58	1,2...1,6
жидкостного трения, работающих с окружной скоростью до 6...8 м/с	58	0,3
жидкостного трения, работающих с окружной скоростью от 8 до 20 м/с	64	0,3
Поверхность инструментального конуса		
Морзе и метрического станков:		
классов точности Н и П	50	0,4
классов точности В, А, С, а также расточных	56	0,3
Поверхность отверстия инструментального конуса 7:24 станков:		
с ручной установкой инструмента	57	0,4
с автоматической установкой инструмента	60	0,8
Наружная поверхность выдвигных шпинделей	64	0,4
Поверхность отверстия под канту	58	0,5...0,8
Наружные поверхности для посадки деталей привода	45	0,3
Поверхность шлицевого конца	45	0,8

Выбор подшипников качения. Тип подшипника выбирают по критериям точности, жесткости и частоты вращения шпинделя. В зависимости от требований к станку один из параметров может стать наиболее важным, при этом высокие значения жесткости и частоты вращения не могут быть достигнуты одними и теми же путями.

В зависимости от требуемой быстроходности шпиндельные узлы можно разделить на две группы: 1) имеющие параметр быстроходности $d_m n_{\max}$ от $3 \cdot 10^5$ до $6 \cdot 10^5$ мм·мин⁻¹ при окружной скорости шейки шпинделя 15...30 м/с и допускающие скорость резания до 1000 м/мин; 2) имеющие параметр быстроходности $d_m n_{\max}$ от $6 \cdot 10^5$ до $18 \cdot 10^5$ мм·мин⁻¹ при окружной скорости шейки шпинделя 30...90 м/с и допускающие скорость резания до 4000...6000 м/мин. В шпиндельных узлах первой группы могут быть установлены подшипники качения любого типа, для узлов второй группы наиболее подходят радиально-упорные шарикоподшипники с углом контакта 12...18°.

Передняя опора шпинделя нагружена больше задней. Ее погрешности в большей степени влияют на точность обрабатываемых на станке деталей. Поэтому в передней опоре устанавливают подшипники более точные, чем в задней (табл. 6.24).

Т а б л. 6.24. Рекомендации по выбору класса точности шпиндельных подшипников

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

Переднюю опору делают более жесткой, для чего в ней часто устанавливают сдвоенные подшипники. Для увеличения жесткости шпиндельного узла в целом подшипники, предназначенные для восприятия осевых нагрузок, целесообразно устанавливать в переднюю опору, а заднюю опору делать плавающей.

Выбор способа создания предварительного натяга подшипников. Для повышения жесткости опоры к ней прикладывают предварительную нагрузку, с помощью которой устраняют зазоры в подшипниках и создают в них предварительный натяг. Последний может быть жестким и мягким. Жесткий натяг получается в результате жесткой фиксации колец подшипника друг относительно друга, для чего сошлифовывают торец одного кольца и смещают его в осевом направлении, устанавливают втулки различной длины между наружными и внутренними кольцами или используют особенности конструкции подшипника. По мере изнашивания подшипников жесткий натяг снижается. Мягкий натяг создается пружиной, обеспечивающей постоянство осевой нагрузки. В станках, работающих в широком диапазоне нагрузок, применяют системы автоматического регулирования натяга, обеспечивающие заданную жесткость шпиндельного узла при сохранении долговечности подшипников.

Определение главных размеров шпиндельного узла. Размеры шпинделя влияют на его жесткость, температуру опор, точность. Так, с увеличением диаметра повышается жесткость, но и возрастает тепловыделение. Жесткость зависит также от расстояния между опорами и длины консоли. Поэтому, если заданы тип опор и вид смазки, главные размеры шпиндельного узла определяют в результате расчетов на быстроходность, жесткость, биение шпинделя и нагрев подшипников.

Размеры посадочных поверхностей для крепления инструмента или приспособления регламентируются стандартами на передние концы шпинделей и зависят от типа и размера станка.

Расстояние a от переднего торца шпинделя до середины передней опоры (рис. 6.20), называемое вылетом шпинделя, зависит от размеров названных выше посадочных поверхностей и выбирается минимальным.

Верхнее возможное значение диаметра d посадочного отверстия переднего подшипника определяется наибольшей частотой вращения шпинделя $n_{\max}$, диаметром d_1 переднего конца шпинделя, наибольшей допускаемой температурой (диаметром d_1 , вычисленным по условию нагрева). Нижнее возможное

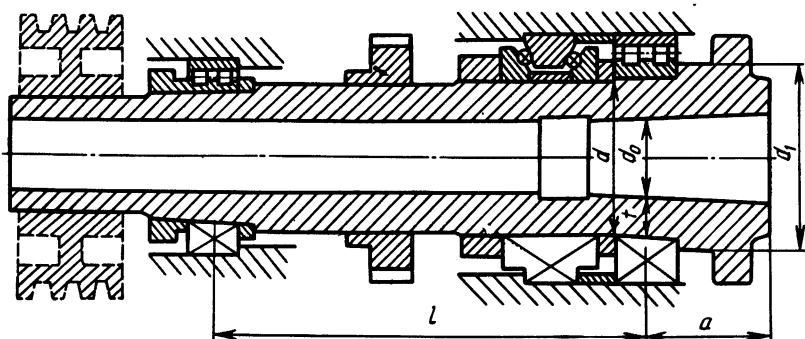


Рис. 6.20. Схема шпиндельного узла

значение d определяется допускаемой жесткостью шпиндельного узла (минимальным диаметром d_j , найденным по условию жесткости), диаметром d_0 и минимальной толщиной стенки $t_{\min}$ шпинделя. Эти ограничения можно представить в виде неравенств:

$$d_0 \leq (dn)_{\max} / n_{\max} ;$$

$$d_0 + 2t_{\min} \leq d < d_1 ;$$

$$d_j \leq d \leq d_T .$$

Т а б л. 6.25. Рекомендуемые поля допусков шеек шпинделей

Тип подшипника	Условия работы подшипника	Диаметр вала, мм	Поле допуска для подшипников классов точности		
			5	4	2
Радиально-упорные шарикоподшипники	Сосредоточенная нагрузка на внутреннем кольце	8...160	h5	h4	h3
	Сосредоточенная нагрузка на наружном кольце	8...160	js5	js4	js3
Конические роликоподшипники	—	25...40	js5	js4	—
	—	45...140	k5	k4	—
Упорные шарикоподшипники	—	20...200	h5	h5	h4
Упорно-радиальные шарикоподшипники	—	25...200	—	h4	h3

Верхнее возможное значение расстояния между опорами l определяется длиной шпиндельной бабки, нижнее — условиями размещения на шпинделе необходимых устройств, в том числе приводного элемента, а также сильным влиянием расстояния l на передачу биения подшипников на передний конец шпинделя. Если Δ , $\Delta_{\text{п}}$ и Δ_3 — радиальные биения переднего конца шпинделя, переднего и заднего подшипников, то

$$\Delta = \Delta_{\text{п}} + a/l (\Delta_{\text{п}} + \Delta_3).$$

Отсюда следует, что по критерию биения переднего конца шпинделя $l \geq 2,5 a$. Кроме того, необходимо найти оптимальное значение l .

Требования к точности деталей, сопряженных с подшипниками качения. Если подшипники качения сопрягаются с деталями относительно низкой точ-

Т а б л. 6.26. Рекомендуемые поля допусков отверстий корпусов

Тип подшипника	Условия работы подшипника	Поле допуска для подшипников класса точности		
		5	4	2
Радиально-упорные шарикоподшипники	Плавающая опора; желательное свободное смещение наружного кольца	H6	H5	H4
	Фиксированная опора; смещение наружного кольца нежелательно	IS6	IS5	IS4
	Сосредоточенная нагрузка на внутреннем кольце	M5	M5	M4
Радиальные двухрядные цилиндрические роликоподшипники с коническим отверстием	Нормальная или малая нагрузка	—	K5	K4
	Большая нагрузка; сосредоточенная нагрузка на внутреннем кольце	—	M5	M4
Конические роликоподшипники	Регулировка зазора натяга смещением наружного кольца	IS5	IS4	—
	Фиксированное наружное кольцо	K5	K4	—
	Сосредоточенная нагрузка на внутреннем кольце	M5	M4	—
Упорные шарико- и роликоподшипники	—	H7	H7	—
Упорно-радиальные шарикоподшипники	—	—	K5	K4

ности, в процессе монтажа подшипников и регулирования зазоров или натяга профиль дорожек качения искажается, в результате чего жесткость и точность шпиндельного узла снижаются. Поэтому отклонения размеров и форм поверхностей деталей, сопряженных с подшипниками качения, должны быть меньше отклонений контактирующих с ними поверхностей подшипников. Требования к точности шеек шпинделей и отверстий корпусов приведены в табл. 6.25 и 6.26.

6.15. ОБ АВТОМАТИЗИРОВАННОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА

Автоматизация проектирования шпиндельного узла дает возможность ускорить расчетно-конструкторские работы и повысить их качество. Одна из систем автоматизированного проектирования, разработанная Экспериментальным научно-исследовательским институтом металлорежущих станков [34, 50], состоит из подсистем проектировочного расчета шпиндельного узла, проверочных расчетов и графического отображения. В результате конструктор получает не только основные формы и размеры узла, но и ряд рабочих характеристик: быстроходность, статическую жесткость, частоту собственных колебаний, потери на трение в опорах, биение оси шпинделя и др.

Возможны разные способы проектирования шпиндельного узла. Один из них состоит в том, что на ЭВМ определяют основные формы, размеры и рабочие характеристики нескольких вариантов шпиндельного узла, по желанию конструктора корректируют размеры, производят повторный расчет и выбирают наилучший вариант. Другой способ включает эскизное проектирование узла конструктором, корректировку некоторых размеров в результате расчета на ЭВМ, определение рабочих характеристик. Третий способ проектирования предполагает разработку конструктором эскизов нескольких вариантов узла, расчет их на ЭВМ и выбор наилучшего.

Рассмотрим элементы версии системы на базе ЭВМ СМ-4 в режиме диалога с выводом основных размеров и рабочих характеристик на дисплей или печать. Шпиндельный узел условно делят на подузлы: передний конец шпинделя; передняя опора; межопорный участок; задняя опора; привод вращения.

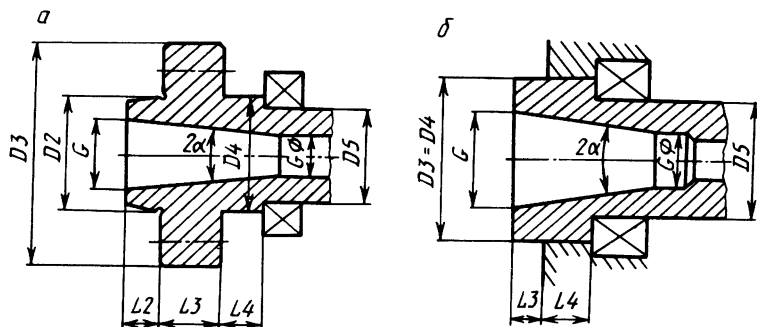


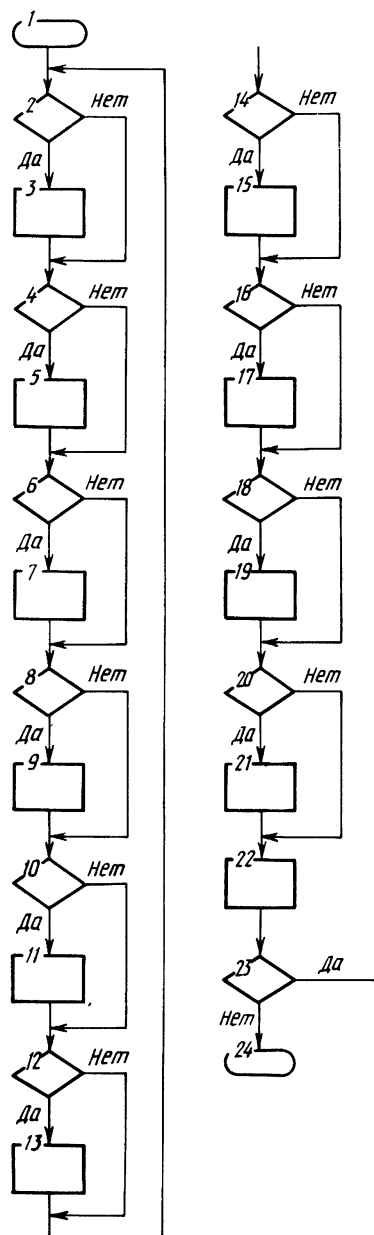
Рис. 6.21. Концы шпинделей:

a — токарных, револьверных и шлифовальных станков; *б* — станков сверлильно-фрезерно-расточной группы с конусностью 7:24

Исходными данными являются: код переднего конца шпинделя; его номер; код передней опоры; код смазочной системы; максимальная частота вращения шпинделя; код запаса по частоте вращения; толщина стенки шпинделя под передней опорой; код задней опоры; число ступеней диаметра на межопорном участке шпинделя; толщина стенки шпинделя под задней опорой;

Рис. 6.22. Схема алгоритма функционирования системы проектирования шпиндельного узла:

1 — головная программа; 2 — нужна ли программа подготовки исходных данных?; 3 — программа подготовки исходных данных; 4 — нужен ли модуль формирования переднего конца?; 5 — программа формирования переднего конца шпинделя; 6 — нужен ли модуль формирования передней опоры?; 7 — программа формирования передней опоры; 8 — нужен ли модуль формирования задней опоры?; 9 — программа формирования задней опоры; 10 — нужен ли модуль формирования расчетных схем?; 11 — программа автоматизированной подготовки расчетных схем для статического и оптимизационного расчетов; 12 — нужен ли модуль оптимизации и расчета жесткости?; 13 — программа оптимизации межопорного расстояния и положения приводного элемента на шпинделе; 14 — нужен ли модуль расчета приводного элемента?; 15 — программа расчета приводного элемента; 16 — нужен ли вывод результатов расчета на экран?; 17 — программа вывода результатов расчета на экран алфавитно-цифрового дисплея; 18 — нужна ли печать результатов расчета?; 19 — печать результатов расчета на АЦПУ; 20 — нужна ли корректировка размеров шпинделя?; 21 — программа корректировки размеров шпинделя; 22 — программы расчета рабочих характеристик шпиндельного узла; 23 — нужно ли повторить расчет?; 24 — конец



код привода. Код переднего конца шпинделя в виде двузначного числа характеризует его тип (рис. 6.21), а номер зависит от размера переднего конца по стандарту. Если в таблице кодов и номеров нет соответствующих данных, в ЭВМ вводят размеры, показанные на рис. 6.21. Код опоры вводится конструктором в зависимости от выбранного им типа опоры. Область поиска оптимального межопорного расстояния задается с помощью двух коэффициентов. Один из них представляет собой отношение минимального межопорного расстояния к вылету шпинделя (консоли). Его принимают равным 2,5. Другой коэффициент — это отношение наибольшего межопорного расстояния к диаметру передней шейки. Его берут равным 4...6.

При автоматизированном проектировании отдельными программами формируются передний конец, передняя опора, межопорный участок, задняя опора, приводной элемент (рис. 6.22). Программы формирования переднего конца, передней и задней опор по заданным кодам осуществляют запросы в соот-

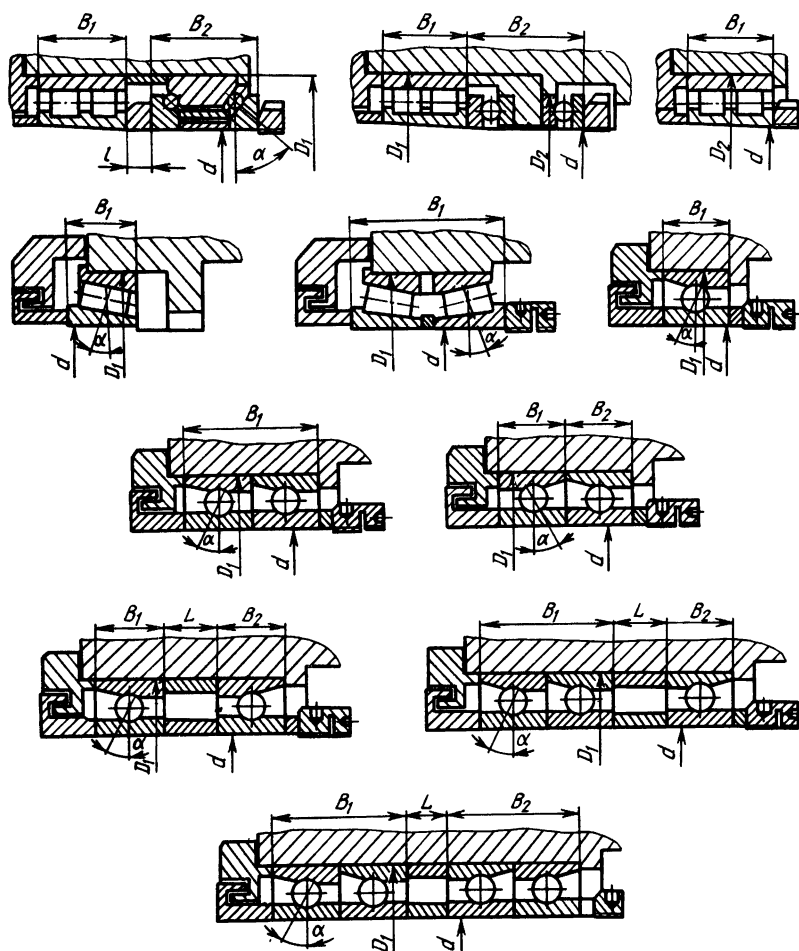
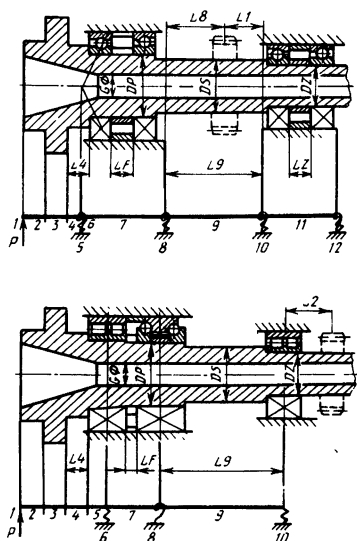


Рис. 6.23. Типовые передние опоры шпинделей по автоматизированному справочнику

Рис. 6.24. Типовые расчетные схемы шпинделей



ветствующие автоматизированные справочники (рис. 6.23). С целью получить наибольшую жесткость диаметр передней опоры выбирается максимально возможным. Затем диаметры опор проверяют по параметру быстроходности. Расчетный диаметр межопорной части принимается равным половине суммы диаметров передней и задней опор.

Для последующего расчета автоматически формируются три расчетные схемы шпиндельного узла с различным приложением нагрузки от приводного элемента. В наиболее общем случае шпиндель представляется как балка на четырех точечных опорах (рис. 6.24). Производятся оптимизация межопорного расстояния и положения приводного элемента, а также расчет узла на жесткость. Исходя из передаваемой мощности, частоты вращения ведущего шкива, частоты вращения шпинделя, производится расчет ременной передачи. Если требуется скорректировать размеры спроектированного узла и на экране появляется вопрос "Какие размеры шпинделя менять?", необходимо ввести одну из команд DP , DS , DZ , $G\phi$, LF , LZ , $L1$, $L2$, $L4$, $L8$, $L9$, смысл которых понятен по рис. 6.24. Все программы, образующие систему, могут работать не только в системе, но и автономно.

7. ШПИНДЕЛЬНЫЕ УЗЛЫ С ОПОРАМИ СКОЛЬЖЕНИЯ

7.1. ШПИНДЕЛЬНЫЕ УЗЛЫ С ГИДРОСТАТИЧЕСКИМИ ОПОРАМИ

Принцип работы гидростатических подшипников. Гидростатический подшипник является опорой жидкостного трения, в которой давление в слое смазочного материала, разделяющем вал и втулку, создается за счет внешнего источника и не зависит от скорости вращения вала. Радиальная нагрузка на шпиндель воспринимается радиальным, а осевая — упорным гидростатическими подшипниками.

Во втулке радиального подшипника изготавливают карманы 2 (рис. 7.1, 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 давлений, удерживающие ненагруженный шпиндель в среднем положении с зазором δ между ними и втулкой (на рис. 7.1, 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 (новая эпюра давлений на рис. 7.1, б показана штриховыми линиями). В результате силы давления масла и внешняя нагрузка приходят в состояние равновесия. Для этого необходимы два условия: давление в карманах становится неодинаковым, 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. 7.1, в) требует увеличенного расхода масла, но обеспечивает лучший отвод теплоты от опоры при большой скорости вращения шпинделя. Гидростатический упорный подшипник (рис. 7.1, 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.

Конструкцию и эксплуатационные свойства подшипника в значительной степени определяет применяемый дроссель. Благодаря ему обеспечиваются стабильное положение оси шпинделя, хорошее демпфирование, независимость нагрузочной способности и жесткости опоры от вязкости масла, изменяющейся при его нагревании. Применяют дроссели и регуляторы расхода. Капиллярный дроссель представляет собой набор шайб, на торцах которых изготовлены каналы для масла. Поворотом шайбы 1 (рис. 7.2, а) изменяют рабочую длину канала 2 и давление p_k масла в кармане. Винтовой капиллярный дроссель (рис. 7.2, б) регулируют, изменяя длину L рабочей части винта. В щелевом дросселе (рис. 7.2, в) регулируют ширину щели h . С целью повышения жесткости гидростатических опор, что особенно необходимо в прецизионных станках, вместо постоянных дросселей применяют регуляторы расхода. При этом

подача масла в карман изменяется пропорционально давлению в нем, зазор в подшипнике изменяется мало. В мембранном регуляторе расхода (рис. 7.2, *г*) зазор h между мембраной и дросселирующей поверхностью увеличивается с ростом давления p_k , подача масла в карман регулируется автоматически. При правильном выборе параметров такие регуляторы расхода имеют хорошие динамические качества. Однако применяются они преимущественно в тяжело нагруженных и относительно тихоходных шпиндельных узлах. Автоматическое регулирование подачи обеспечивает и щелевой регулятор расхода (рис. 7.2, *д*).

На гидростатических подшипниках устанавливают шпиндели шлифовальных, расточных и высокоточных токарно-винторезных станков, а также шпиндели бабок агрегатных станков. Применение таких опор наиболее целесообразно в тяжелых станках.

Гидростатические опоры обладают высокой жесткостью. Благодаря слою смазочного материала погрешности изготовления вала и отверстия меньше влияют на точность вращения шпинделя. Демпфирование в слое смазочного материала способствует снижению вибраций шпинделя. Однако, применяя гидростатические подшипники, приходится использовать сложные системы питания их маслом. При этом требуются особые условия эксплуатации.

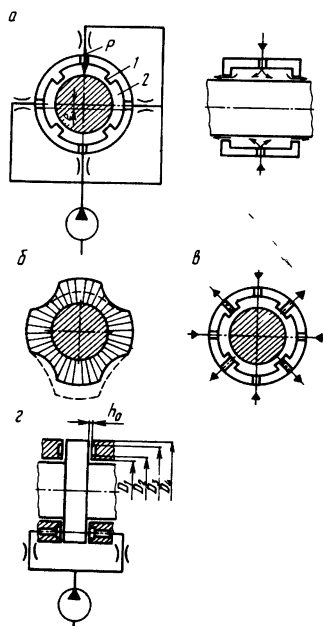


Рис. 7.1. Схемы гидростатических подшипников

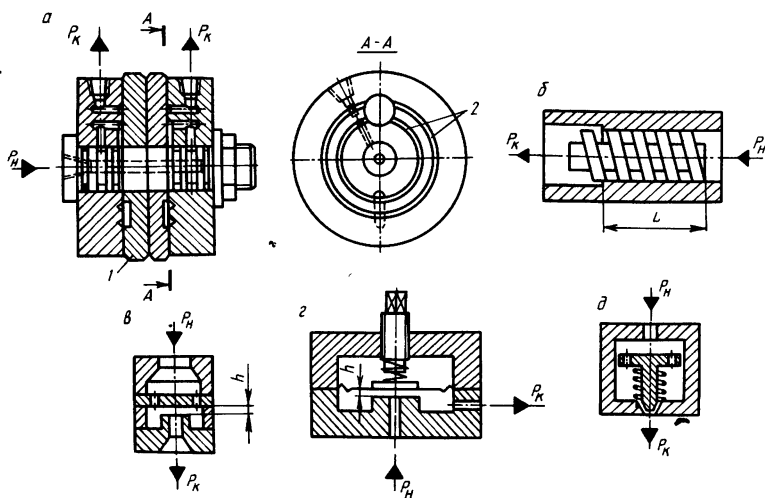


Рис. 7.2. Схемы дросселей

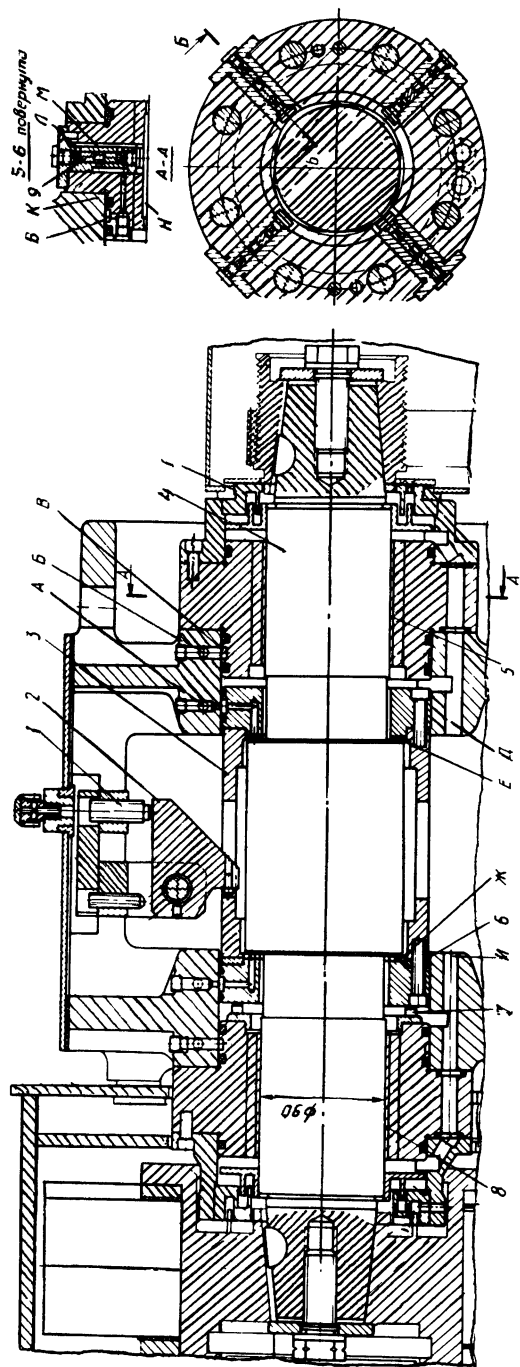


Рис. 7.3. Шпиндельный узел шлифовального станка с гидростатическими опорами

Масло для гидростатических подшипников. 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 берут масло Т (вазелиновое) с вязкостью $(5,1...7) \cdot 10^{-6}$ м²/с при 50 °С; при $n > 3000$ об/мин – масло Л (велосит) с вязкостью $(4,0...5,1) \cdot 10^{-6}$ м²/с, для тяжело нагруженных 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 $p_K = 0,5 p_H$.

Примеры шпиндельных узлов с гидростатическими опорами. На рис. 7.3 показан шпиндельный узел шлифовального станка. Шпиндель 4 установлен на гидростатических подшипниках 5 и 8, имеющих по четыре кармана. В карман *H* задней опоры масло поступает по каналу *Б*, кольцевой канавке *В*, каналу *К*, винтовой канавке дросселя 9, каналам *Л* и *М*. По шейке шпинделя масло из карманов сливается в отверстия *Д* и *И*, а затем в корпус шпиндельной бабки. Осевая нагрузка обоих направлений воспринимается гидростатическими упорными подшипниками. В кольцевую канавку *Е* подшипника задней опоры масло поступает по каналу *А*. Аналогичным образом оно подводится в полость *Ж* упорного подшипника передней опоры. Осевое положение шпинделя устанавливается с помощью винта 1 и рычага 2. Замыкание между гильзой 3 и рычагом 2 создается подпружиненными штырями 7. Зазор в упорных подшипниках регулируется путем подшлифовки компенсационного кольца 6. Герметич-

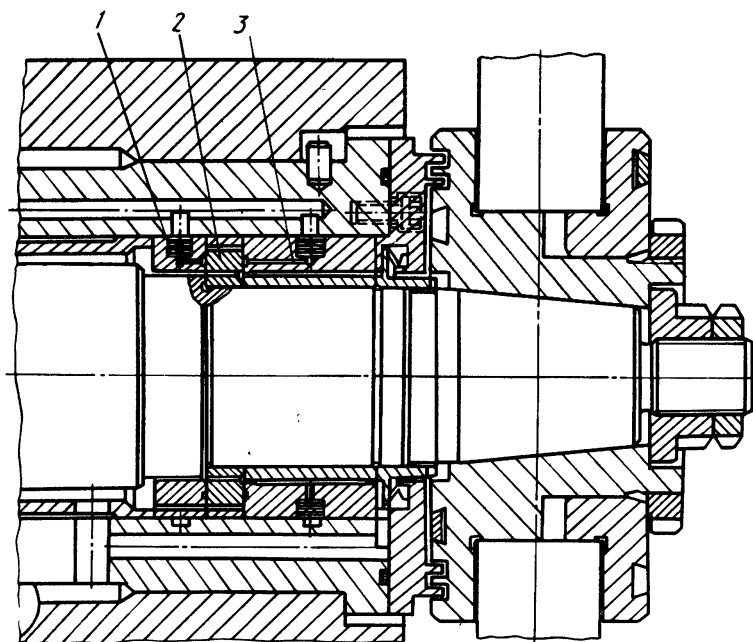


Рис. 7.4. Передняя опора шпинделя шлифовального станка с комбинированным гидростатическим подшипником

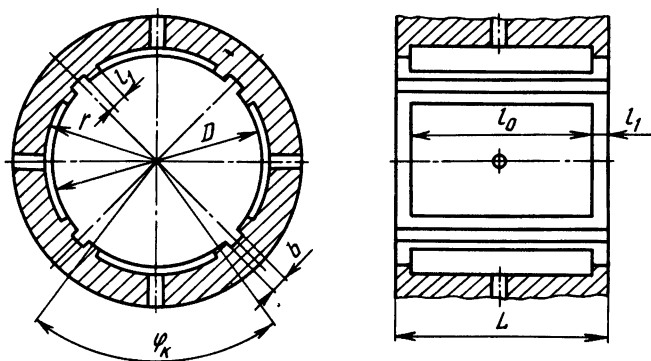


Рис. 7.5. Схема к расчету гидростатического радиального подшипника

ность задней опоры обеспечивается лабиринтным уплотнением Γ . Такая же конструкция уплотнения передней опоры.

На рис. 7.4 представлена передняя опора шлифовального шпинделя с комбинированным гидростатическим подшипником. В его состав входят радиальный 3 и упорный 2 подшипники двустороннего действия, масло в которые подводится через многодисковые дроссели 1, встроенные в кольца подшипников.

Конструктивные параметры гидростатических радиальных подшипников.

С целью предотвращения порчи поверхностей при поворачивании шпинделя без включения гидросистемы втулки гидростатических подшипников выполняют биметаллическими или из антифрикционных материалов. Параметры шероховатости рабочих поверхностей, непосредственно влияющие на радиальный зазор, принимают $Ra = 0,63 \dots 0,4$ мкм, а для прецизионных станков — $Ra = 0,16 \dots 0,1$ мкм.

Диаметр D шейки шпинделя (рис. 7.5) выбирают исходя из требуемой его жесткости. Длину подшипника L берут равной $(1,0 \dots 1,2)D$ как обеспечивающую максимальную жесткость при данном D . Ширину перемычки l_1 в осевом и тангенциальном направлениях принимают равной $0,1D$, что обеспечивает удовлетворительную несущую способность при минимальных утечках. Диаметральный зазор в подшипнике Δ , оказывающий влияние на его жесткость, перенос на обрабатываемую деталь погрешностей формы шеек шпинделя, расход смазочного материала, берут равным $(0,0006 \dots 0,00065)D$. Угол φ_k , ограничивающий карман, в подшипнике с четырьмя карманами принимают равным 72° .

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.

Расчет гидростатических радиальных подшипников. Цель расчета подшипника заключается в определении его размеров в зависимости от заданной нагрузочной способности и жесткости опоры. Кроме того, определяют требуемую подачу масла и мощность для его прокачивания, а также параметры дросселей.

Ниже изложена методика расчета гидростатических радиальных подшипников с четырьмя симметрично расположенными радиальными карманами, работающих со скоростями скольжения до 25 м/с при относительных эксцентриситетах $\epsilon \leq 0,4$ [64].

Расчет выполняется при следующих допущениях: подшипник считается абсолютно жестким, а масло несжимаемым; оси вала и втулки всегда остаются параллельными; давление масла в кармане p_k вдвое меньше давления p_H на входе дросселей; гидродинамические эффекты в подшипнике отсутствуют.

Исходные данные: принятые конструктивные параметры подшипника, расчетный эксцентриситет ϵ , рабочая температура опоры, наибольшее радиальное усилие, необходимая радиальная жесткость подшипника, марка используемого масла. Вычисляют эффективную площадь кармана (мм²)

$$S = D (l_0 + l_1) \sin (\varphi_k / 2),$$

коэффициент

$$k = 2 / \varphi_k \sin (\varphi_k / 2),$$

относительный эксцентриситет $\epsilon = 2e / \Delta$.

Жесткость подшипника (Н/мм) при центральном положении шпинделя

$$j = 2,88 p_H S / \Delta,$$

при смещении шпинделя из центрального положения под действием внешней силы

$$j = \frac{5,76 p_H S k}{\Delta} \left\{ \frac{(1 - \epsilon k)^2}{[1 + (1 - \epsilon k)^3]^2} + \frac{(1 + \epsilon k)^2}{[1 + (1 + \epsilon k)^3]^2} \right\}.$$

Значения $1 - \epsilon k$ и $1 + \epsilon k$:

ϵ	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
$1 - \epsilon k$	1	0,953	0,906	0,859	0,812	0,765	0,718
$1 + \epsilon k$	1	1,047	1,094	1,141	1,188	1,235	1,282

Нагрузочная способность (Н) подшипника

$$F = 0,96 p_H S \left[\frac{1}{1 + (1 - \epsilon k)^3} - \frac{1}{1 + (1 + \epsilon k)^3} \right].$$

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 — длина дуги, ограничивающей карман, град; μ — динамическая вязкость масла, Па·с; $c = (l_0 + l_1) / (0,5 D \varphi_k)$.

Мощность (кВт), требуемая для прокачивания масла через подшипник,

$$P = p_n Q / 62400.$$

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.

Потери мощности (кВт) на трение в подшипнике складываются из потерь мощности в карманах P_k , на перемычках между карманами P_n , на перемычках, ограничивающих карманы в осевом направлении, P_o . 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);

$$P_n = 1,7 \cdot 10^{-15} \frac{\mu n^2 D^3 l_0}{\Delta} \cdot \frac{\varphi_k^0}{360};$$

$$P_o = 3,4 \cdot 10^{-15} \frac{\mu n^2 D^3 l_1}{\Delta} \frac{\varphi_k^0}{360}.$$

Общие потери мощности на прокачивание масла через подшипник и потери на трение в нем

$$\Delta P = P + P_k + P_n + P_o.$$

Потери мощности на трение в скоростном гидростатическом подшипнике могут быть значительными — 2 кВт и более. Ниже приведена последовательность их расчета [36].

Находят окружную скорость (м/с)

$$v = \frac{\pi D n}{60 \cdot 10^3},$$

где D — диаметр подшипника, мм; n — частота вращения, об/мин.

Определяют число Рейнольдса

$$Re = \frac{0,001 v \rho h_{к.р}}{\mu},$$

где ρ — плотность масла, кг/м³; $h_{к.р}$ — расчетная глубина кармана, мм; μ — динамическая вязкость масла, Па·с.

При постоянной глубине кармана h_k расчетная глубина $h_{к.р} = h_k$. В случае серповидного кармана $h_{к.р} = 2h_{max}/3$, 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

$$P_T = \mu S_{\Pi} v^2 / h,$$

где S_{Π} — площадь перемычек, m^2 ; 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

$$P_T = v^2 \left(\frac{\mu S_{\Pi}}{h} + 0,5 \rho v S_K f \right),$$

где S_K — площадь карманов подшипников, m^2 .

Температура подшипника ($^{\circ}C$)

$$\theta = 6 \cdot 10^4 \frac{P + P_0}{Qc},$$

где c — теплоемкость масла, $kJ/(kg \cdot ^{\circ}C)$.

Расчет гидростатических упорных подшипников. Эффективная площадь карманов (см. рис. 7.1)

$$S = \pi \left(\frac{D_4^2 - D_3^2}{8 \ln \frac{D_4}{D_3}} - \frac{D_2^2 - D_1^2}{8 \ln \frac{D_2}{D_1}} \right),$$

где D_1, D_2, D_3, D_4 — диаметры перемычек, м.

Относительное смещение шпинделя из нейтрального положения

$$\chi = e_1 / h_0,$$

где e_1 — абсолютное смещение шпинделя из нейтрального положения под действием внешней нагрузки; h_0 — начальный зазор в подшипнике.

Нагрузочная способность (H) подшипника

$$F = p_H S \left[\frac{1}{1 + (1 - \chi)^3} - \frac{1}{1 + (1 + \chi)^3} \right],$$

где p_H — давление масла на входе дросселей.

Жесткость подшипника при среднем положении вала относительно опорных поверхностей

$$j = 1,5 p_H F / h_0,$$

при смещении шпинделя под действием внешних сил

$$j = \frac{3 p_H S}{h} \left\{ \frac{(1 - \chi)^2}{[(1 - \chi)^3 + 1]^2} + \frac{(1 + \chi)^2}{[(1 + \chi)^3 + 1]^2} \right\}.$$

7.2. ШПИНДЕЛЬНЫЕ УЗЛЫ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКИМИ ОПОРАМИ

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. 7.6). 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 поворачиваться 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. Если шпиндель вращается на многоклиновых подшипниках с самоустанавливающимися сегментами, охватывающими его равномерно по окружности, незначительное смещение его из среднего положения под действием внешней нагрузки приводит к перераспределению давления в клиновом зазоре и возникновению результирующей гидродинамической силы, уравнивающей внешней нагрузке.

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.

Масло для гидродинамических подшипников. Обычно применяют минеральное масло марки Л1 (велосит), имеющее коэффициент динамической вязкости $\mu = (4...5) \cdot 10^{-3}$ Па·с при температуре 50 °С. 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.

Одна из конструкций — ЛОН-88, разработанная ЭНИМС, представлена на рис. 7.7. Подшипник выполнен в виде отдельного блока, состоящего из двух колец 2, трех сегментов 1 и проставочного кольца 3. Наружная 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

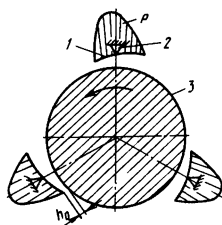


Рис. 7.6. Схема гидродинамического радиального подшипника

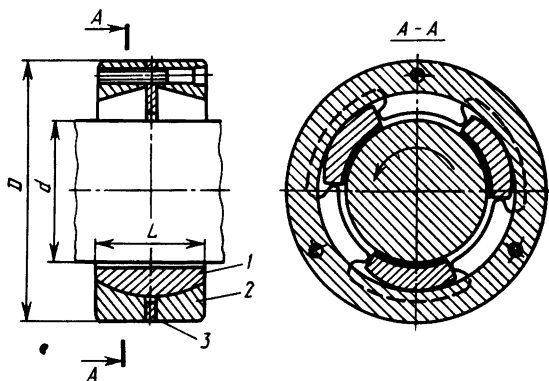


Рис. 7.7. Гидродинамический подшипник ЛОН-88

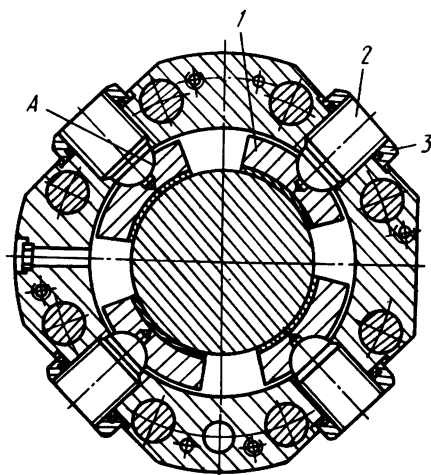
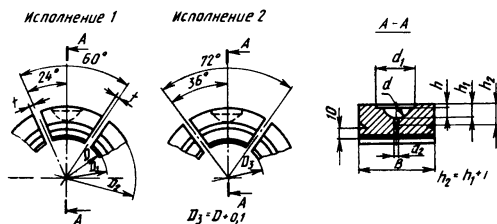


Рис. 7.8. Гидродинамический подшипник ЛОН-34

цо своими выступами препятствует смещению сегментов по окружности. Изменяя толщину проставочного кольца, можно регулировать рабочий зазор в подшипнике.

Подшипники другой конструкции — ЛОН-34 — с сегментами 1, устанавливающимися в результате поворота на сферических опорах А (рис. 7.8), допускают скорость скольжения до 60 м/с при отсутствии кромочного давления. Опоры сегментов выполнены в виде винтов 2 из закаленной стали с мелкой резьбой. Перемещения их в радиальном направлении регулируют радиальный зазор в опоре и положение оси шпинделя. Для повышения жесткости зазоры в резьбовых соединениях опорных штырей с корпусом выбирают гайками 3. С целью уменьшения изнашивания сегментов в моменты пуска и торможения шпинделя они выполнены биметаллическими: на стальную основу способом центробежного литья нанесен слой бронзы Бр ОФ10-0,5, Бр ОС10-10 или другого антифрикционного материала. Параметр шероховатости Ra рабочих поверхностей сегментов должен быть не выше 0,32 мкм, шеек шпинде-

Т а б л. 7.1. Номинальные размеры сегментов, мм



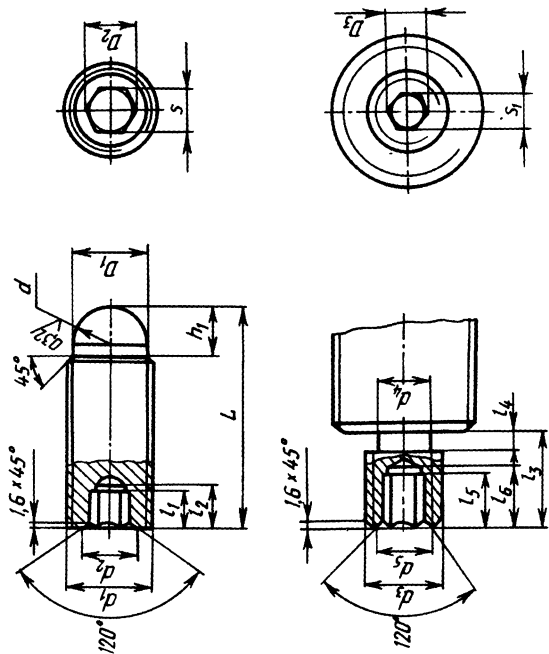
D	D_1	D_2	B	d	d_1	d_2	h	h_1	t	r	l
30	32	53	22	10	12	2	1	4,5		1	
35	37	58	25								
40	42	68	30								
45	47	73	35								
50	52	83	38	14	18	3	2	7	1,5	1,5	12
55	57	88	42								
60	62	93	45								
65	68	103	50								
70	73	108	55								
75	78	113	58	20	24	4	2	9	1,5	1,5	
80	83	118	62								
90	93	133	70								
100	103	148	75								
110	113	158	80	26	30	6	2,5	12,5			
120	123	168	90								
(125)	128	178	95						2	2	20
130	134	183	100								
(135)	139	193	105								
140	144	198	110	30	35	8	3	15			
150	154	208	115								

ля — не выше 0,04...0,16 мкм. Размеры сегментов и опорных винтов приведены в табл. 7.1 и 7.2.

Пример конструкции шпиндельного узла. В передней и задней опорах шпиндельного узла шлифовального станка (рис. 7.9) установлены гидродинамические подшипники 1 типа ЛОН-88. Осевые нагрузки воспринимаются двусторонним упорным подшипником, образованным дисками 2 и 4. С ними контактирует бурт 3 шпинделя. Смазочный материал в этот подшипник подводится через отверстия Б и В. Вытеканию масла из шпиндельной бабки препятствуют уплотнения щелевого типа. По каналу Г масло из полостей уплотнений сливается в корпус бабки.

Конструктивные параметры подшипников. Диаметр D шейки шпинделя выбирают по условиям жесткости. Длина L подшипника для шлифовальных станков — $0,75D$, для прецизионных токарных и расточных станков — $(0,85—0,9)D$. Длина дуги охвата вкладыша $(0,6—0,8)L$. Диаметральный зазор $\Delta = 0,003D$. Обычно применяют подшипники с тремя или четырьмя вкладышами.

Табл. 7.2. Номинальные размеры опорных винтов, мм



Диаметры сегментов	D	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	D_1	D_2	D_3	l_1	l_2 , не более	l_3	l_4	l_5	l_6 , не более	s	s_1
30...35		10	M14x1,5	7,2	—	—	—	9,6	6,9	—	7	8	—	—	—	6	—	—
40...60		14	M18x1,5	9,7	M12x1,25	10,2	7,2	13,4	9,2	6,9	9	10	10	2	4	5	8	6
65...80		20	M24x1,5	12	—	—	—	19	11,5	11,5	11	13	12	3	5	6	10	8
90...130		26	M27x1,5	14,3	M16x1,5	13,8	9,7	24,6	13,8	9,2	13	15	15	3	5	6	12	8
135...150		30	M33x1,5	16,7	M20x1,5	17,8	12	29	16,2	11,5	15	17	15	7	8	14	10	10

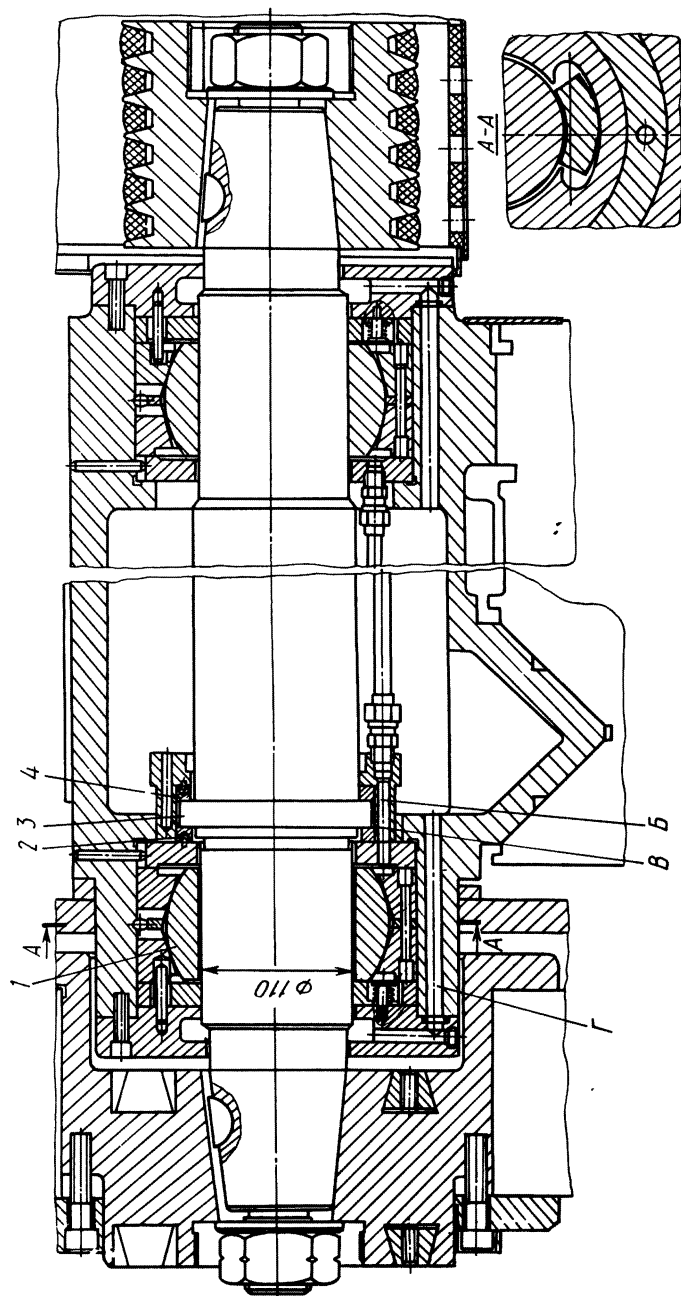


Рис. 7.9. Цилиндрический узел шлифовального станка с гидродинамическими опорами

Расчет гидродинамических радиальных подшипников. Расчет выполняется с целью определить размеры подшипника в зависимости от заданной нагрузочной способности опоры и ее жесткости. Кроме того, определяют потери на трение в опоре.

Ниже изложена методика расчета радиальных гидродинамических подшипников с тремя или четырьмя самоустанавливающимися сегментами для опор со скоростями скольжения до 30 м/с [67].

Исходные данные: конструктивные параметры подшипника, частота вращения шпинделя, наибольшая радиальная нагрузка, требуемая радиальная жесткость опоры.

Нагрузочная способность (Н) 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 расточки сегментов, мм; B — хорда дуги сегмента, мм; L — длина сегмента, мм; $c = 1,25 / (1 + B^2 / L^2)$; Δ — расчетный диаметральный зазор, мм.

Под действием результирующей силы шпиндель смещается из начального положения на e миллиметров, и его новое положение характеризуется относительным эксцентриситетом $\epsilon = 2e / \Delta$. Если результирующая сила направлена по оси опоры сегмента, нагрузочная способность трехсегментного подшипника

$$F = F_0 \left[\frac{1}{(1 - \epsilon)^2} - \frac{1}{(1 + 0,5\epsilon)^2} \right],$$

четырёхсегментного подшипника

$$F = F_0 \left[\frac{1}{(1 - \epsilon)^2} - \frac{1}{(1 + \epsilon)^2} \right].$$

Когда результирующая сила направлена между вкладышами, нагрузочная способность трехсегментного подшипника

$$F = F_0 \left[\frac{1}{(1 - 0,5\epsilon)^2} - \frac{1}{(1 + \epsilon)^2} \right],$$

четырёхсегментного подшипника

$$F = F_0 \left[\frac{1,4}{(1 - 0,7\epsilon)^2} - \frac{1,4}{(1 + 0,7\epsilon)^2} \right].$$

Нагрузочная способность подшипника должна быть больше максимальной радиальной нагрузки на опору.

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_o сферических опорных поверхностей сегментов и винтов:

$$1/j = 1/j_m + 1/j_o.$$

Отсюда

$$j = \frac{j_m j_o}{j_m + j_o}.$$

Жесткость несущего масляного слоя

$$j_m = P / (1000 e).$$

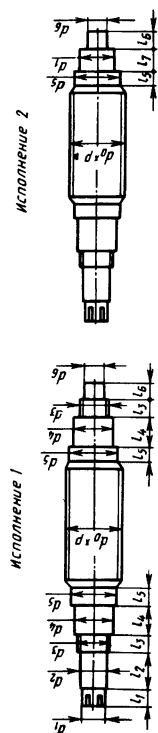
Жесткость сферических опорных поверхностей

$$j_o = 0,625 d^2 / k,$$

где d — диаметр опорной полусферы, мм; k — коэффициент контактной податливости, мкм·мм²/Н.

Кроме приведенных, выполняются расчеты потерь на трение в опоре и температуры несущего масляного слоя.

Т а б л. 8.1. Основные и присоединительные размеры винтов, мм



$d_0 \times p$	d_1	l_1	d_2	l_2	d_3	l_3	d_4	l_4	d_5	l_5	d_6	l_6	d_7	l_7
25X5	13		14		M16X1,5		17	65	21,7				17	
32X5		11							28,7					
32X(6)	14		16		M20X1,5				28,2		14	15	20	20
40X5							20	78	36,7	30				
40X(6)	18		20	40	M24X1,5									
40X10		15	22			35	25		36,2		20	25	25	
50X5									33,7					22
50X(6)	24		25						46,7					
50X10					M30X1,5		30	88	46,2		24	30	35	
50X(12)			28	50					43,7	40				
									42,7					

63x10	30	36	M39x1,5	40	105	56,7	30	40
80x10		45	M48x1,5	50		73,7	40	26
80x20	25	50	M52x1,5	55		69,7	35	50
100x10	40	20			110		50	50
100x20		25	M56x2	60		93,7	40	30
		50				89,7	45	60
		70					60	30

Примечания: 1. Значения, заключенные в скобки, применяются при использовании шаговых драйверов.

2. Ручной поворот передается посредством шейки с квадратом (d_1, L_1) или болта, установленного в резьбе центрального отверстия.

$d_0, \text{мм}$	$p, \text{мм}$	$d_0, \text{мм}$	$p, \text{мм}$
6	2,5	40	5; 6; 8; 10; 12
8	2,5	50	5; 6; 8; 10; 12; 16
10	2,5	63	5; 5; 8; 10; 12; 16; 20
12	2,5; 3; 4; 5	80	6; 8; 10; 12; 16; 20
16	2,5; 3; 4; 5; 6	100	8; 10; 12; 16; 20
20	3; 4; 5; 6; 8	125	10; 12; 16; 20
25	4; 5; 6; 8; 10	160	10; 12; 16; 20
32	4; 5; 6; 8; 10; 12	200	10; 12; 16; 20

где $l_{\text{и}}$ — перемещение исполнительного органа станка; $l_{\text{к}}$ — длина корпуса гайки; $l_{\text{у}}$ — ширина уплотнения шарико-винтового механизма; $l_{\text{п}}$ — длина перебега; $l_{\text{н}}$ — длина нерабочей части винта.

Винты диаметром до 50 мм изготавливают из стали ХВГ и подвергают объемной закалке до нарезания резьбы. Винты диаметром до 100 мм и длиной до 5000 мм в условиях крупносерийного и централизованного производства изготавливают из стали 8ХФ. Их рекомендуется закалывать с индукционным нагревом в кольцевом индукторе. Винты с шагом резьбы 5 мм или 10, 12, 20 мм, но длиной 1500 мм целесообразно закалывать до нарезания резьбы, а винты с шагом 10, 12, 20 мм и с резьбовым участком длиной до 1000 мм — после нарезания резьбы. Во втором случае предусматривается коррекция профиля резьбы, учитывающая изменение ее шага в результате закалки. На винтах длиной до 3000 мм с шагом 20 мм производится контурная закалка рабочего профиля с нагревом ТВЧ. Винты класса точности П диаметром свыше 80 мм, длиной до 4000 мм рекомендуется изготавливать из стали 20ХЗМВФ и подвергать азотированию после предварительного улучшения. Резьба таких винтов должна иметь скорректированный шаг для компенсации продольной деформации, которая получается в результате азотирования.

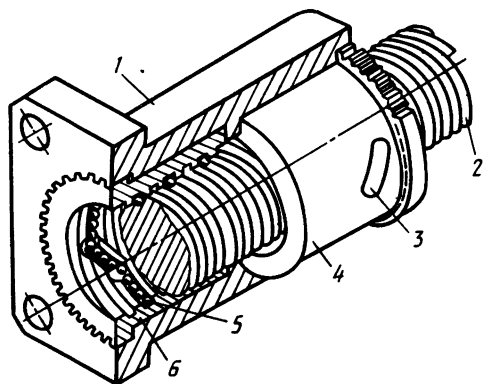
Гайки рекомендуется изготавливать из стали ШХ15СГ. Допускается применять стали 9ХС и 7ХГ2ВМ с упрочнением объемной закалкой, а также стали 25ХГТ и 12ХНЗА с упрочнением цементацией и последующей объемной закалкой.

Требования к качеству передачи приведены в табл. 8.2.

Т а б л. 8.2. Параметры передачи винт-гайка качения

Нормальный диаметр d_0 , мм	Шаг резьбы p , мм	Осевая жесткость, Н/ммк, не менее	Момент холостого хода, Н·м	Статистическая грузоподъемность C_0 , Н	Динамическая грузоподъемность C , Н
20	5	300	0,08...0,16	15 500	6200
25	5	420	0,1 ...0,26	20 000	8900
32	5	590	0,2 ...0,5	26 700	11 000
32	6	550	0,21...0,45	29 900	12 000
40	5	750	0,33...0,82	35 300	12 300
40	6	700	0,3 ...0,76	37 800	13 400
40	10	620	0,25...0,63	61 100	30 400
50	5	960	0,52...1,3	44 900	13 500
50	6	910	0,5 ...1,2	52 920	15 800
50	10	850	0,46...1,14	80 200	34 100
50	12	750	0,45...0,98	81 900	34 500
63	10	1090	0,78...1,95	107 000	38 300
80	10	1430	1,28...3,21	141 000	42 800
80	20	1240	1,04...2,61	212 000	84 300
100	10	1850	2,08...5,2	179 000	47 000
100	20	1780	2,1 ...5,24	276 000	93 100

Рис. 8.2. Передача с двумя гайками, снабженными зубчатыми венцами



Передача с двумя гайками, снабженными зубчатыми венцами. В шарико-винтовой механизм входят винт 2 (рис. 8.2), две гайки 4 и 6, комплект шариков 5, корпус 1.

Устройства для возврата шариков 3 выполнены в виде вкладышей, вставленных в три окна каждой гайки. Вкладыши соединяют два соседних витка винтовой канавки, сдвинуты друг относительно друга в осевом направлении на один ее шаг и разделяют шарики в каждой гайке на три циркулирующие группы. Для тонкого регулирования натяга гайки снабжены зубчатыми венцами на фланцах, которые входят во внутренние зубчатые венцы корпуса. На одном фланце число зубьев на единицу больше, чем на другом. Если венцы обоих фланцев вывести из корпуса, повернуть гайки в одну сторону на одинаковое число зубьев (на неравные углы) и снова соединить зубчатые венцы, можно благодаря небольшому осевому сближению профилей резьбы гаек создать заданный натяг.

В этом механизме, как и в других с возвратом шариков через вкладыши, рабочее число шариков в одном витке

$$z_1 = \pi d_0 / d_1 - 3 p / d_1 ,$$

расчетное число шариков в одном витке

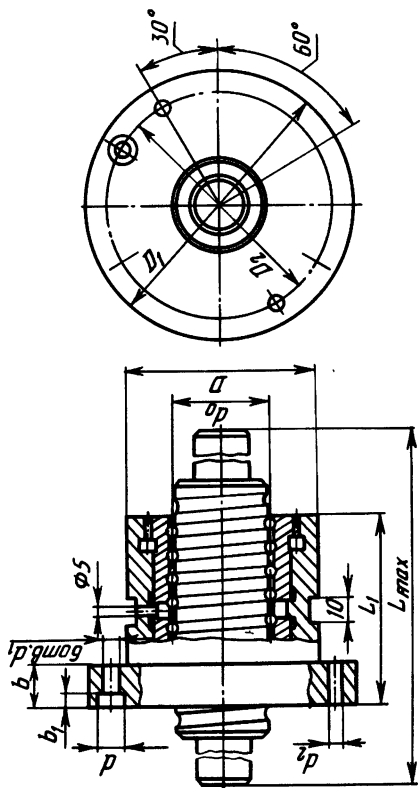
$$z_p = k_z z_1 ,$$

где $k_z = 0,7...0,8$ — коэффициент, учитывающий погрешности изготовления резьбы винтового механизма.

Применяют корпуса гаек двух форм: цилиндрической с фланцем (табл. 8.3) и призматической с боковой стыковочной плоскостью (табл. 8.4). Посадочное отверстие для корпусов цилиндрической формы изготавливается по Н6. Размер от оси винта до привалочной плоскости корпуса призматической формы имеет отклонение Н7.

Передача с односторонней регулировкой натяга. Шарико-винтовой механизм с односторонней регулировкой натяга (рис. 8.3) удобен в эксплуатации. В его состав входят кольцо 6 и стопорные элементы 5 и 7. На внутренней и наружной цилиндрических поверхностях кольца нарезаны равнорасположенные выемки. В корпусе 4 гайка 2 застопорена штифтом 1, а гайку 3 при регулировке поворачивают на малый угол с помощью регулировочного меха-

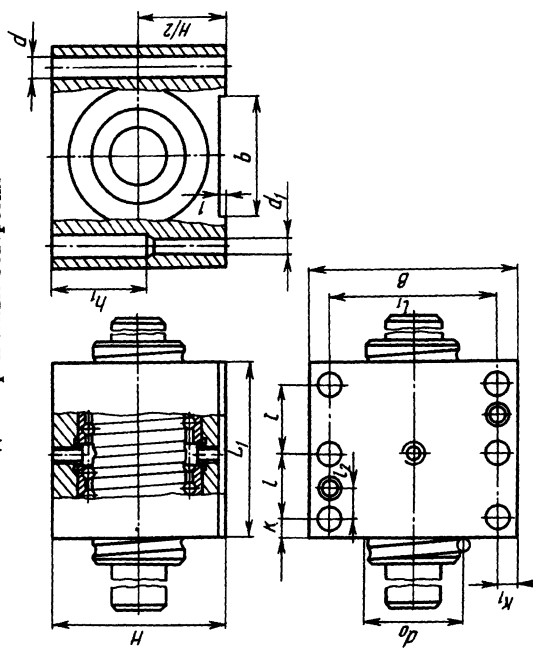
Т а б л. 8.3. Основные размеры (мм) передачи винт-гайка качения с двумя гайками в круглом корпусе, имеющем фланец



d_0	p	D	D_1	D_2	d	d_1	d_2	L_1	b	b_1
25	5	50	80	65	11	7	5,8	80	12	6
32	5	60	95	75	14	9	5,8	80	16	8
40	5	70	110	88	17	11	5,8	80	20	10
40	6	70	110	88	17	11	5,8	88	20	10
40	10	70	110	88	17	11	5,8	130	20	10
50	5	80	125	100	17	11	5,8	80	20	10
50	10	85	130	105	19	13	7,8	130	24	12

Примечание. Размер D изготавливается с предельными отклонениями по $h6$.

Т а б л. 8.4. Основные размеры (мм) передачи винт-гайка качения с двумя гайками в прямоугольном корпусе, имеющем гладкие крепежные отверстия



d_0	p	B	H	L_1	L	l_1	l_2	k	k_1	b	d	d_1	h_1	Количество отверстий диаметром d
25	5	66	50	80	44	50	20	18	8	30	9	7,8	35	4
32	5	90	60	80	44	70	20	18	10	40	11	7,8	45	4
40	5	100	72	80	44	76	20	18	12	50	13	7,8	55	4
40	6	100	72	88	44	76	20	22	12	50	13	7,8	55	4
40	10	100	72	130	47	76	20	18	12	50	13	7,8	55	6
50	5	110	84	80	44	86	20	18	12	60	13	9,8	65	4
50	10	114	90	130	47	90	20	18	12	60	13	9,8	70	6

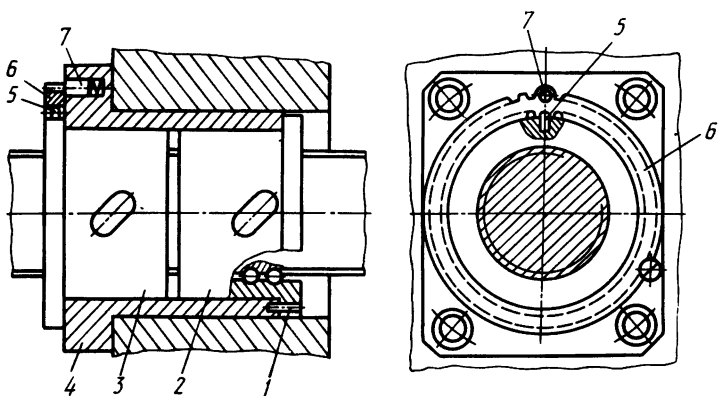


Рис. 8.3. Передача с двумя гайками, снабженными выкружками

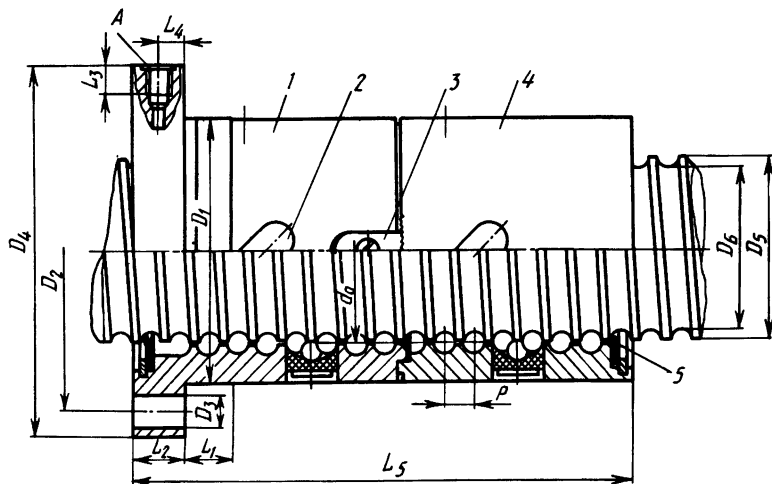


Рис. 8.4. Передача с двумя гайками по DIN 69051

низма. Для этого в нее запрессован стопорный элемент 5, входящий в контакт с одной из внутренних выемок на кольце 6. Другой стопорный элемент 7 вставлен в отверстие корпуса 4 и входит в контакт с одной из наружных выемок на этом кольце. При регулировке натяга стопорный элемент 7 выводится из контакта с кольцом 6, гайка 3 поворачивается, а затем стопорный элемент 7 вводится в соседнюю или более удаленную выемку.

Передача с двумя гайками по DIN 69051. В состав передачи (рис. 8.4) входят гайки 1 и 4 с вкладышами 2 для отвода шариков и щетки 5 для очистки ходового винта. Для регулирования натяга одну гайку поворачивают относительно другой и фиксируют с помощью упора 3, снабженного зубцами, как и гайка 4. Смазочный материал подводится к отверстию А. Основные размеры передач приведены в табл. 8.5.

Т а б л. 8.5. Основные размеры передачи винт—гайка качения, мм

$d_0 \times p$	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	L_1	L_2	L_3	L_4	Размер отвер- стия для подачи масла	L_5 при числе витков в одной					
												гайке	2X1	2X2	2X3	2X4	2X5
20X5	36	47	6,6	58	19,7	16,5	10	10	8	5		50	65	77	87	97	108
25X5	40	51	6,6	62	24,7	21,5	10	10	8	5		50	65	77	87	97	108
32X5	50	65	9	80	31,66	28,5	10	12	8	6		53	68	79	90	100	110
32X10	53	68	9	83	30,33	24,5	16	12	8	6		71	101	124	146	167	187
40X5	63	78	9	93	39,66	36,5	10	14	10	7	M6	60	75	86	97	107	117
40X10	63	78	9	93	38,33	32,5	16	14	10	7		74	104	127	149	170	190
50X5	75	93	11	110	49,66	46,5	10	16	10	8		60	77	88	98	109	119
50X10	75	93	11	110	48,63	43	16	16	10	8	—	86	118	142	161	182	203
63X5	90	108	11	125	62,66	59,5	10	18	10	9		63	79	91	100	111	121
63X10	90	108	11	125	61,63	56	16	18	10	9		89	121	144	164	185	205
63X20	95	115	13,5	135	61,3	53	25	20	10	10		116	176	223	266	308	350
80X10	105	125	13,5	145	78,33	72,5	16	20	10	10		93	125	149	168	189	210
80X20	125	145	13,5	165	78	70	25	25	10	12,5		123	183	230	273	315	357
100X10	125	145	13,5	165	98,33	92,5	16	22	10	11		93	125	148	168	189	209
100X20	150	176	17,5	202	98	90	25	30	10	15		129	189	236	279	321	362
125X10	150	176	17,5	202	123,33	117,5	16	25	10	12,5	M8	96	128	151	171	192	212
125X20	170	196	17,5	222	123	115	25	30	10	15		130	190	237	280	322	363
160X10	185	212	17,5	240	158,33	152,5	16	30	10	15		102	134	157	177	198	218
160X20	210	243	22	275	158	150	25	40	10	20		142	202	248	291	333	374
200X10	225	260	22	295	198,33	192,5	16	40	10	20		114	146	169	189	210	230
200X20	250	290	26	315	198	190	25	45	10	22,5		147	209	253	304	338	379

Способы смазывания шарико-винтового механизма и защиты от загрязнений. Для смазывания шарико-винтового механизма применяют жидкий или пластичный смазочный материал. Масло типа промышленного подводится к корпусу, в котором установлены гайки. Используется смазывание следующих видов: капельное, порционное, циркуляционное, масляным туманом. Пластичный смазочный материал типа солидола применяется, когда при использовании жидкого возникают затруднения; в небольшом объеме его закладывают в винтовые канавки гайки. Эффективны масла с противозадирными присадками, особенно в связи с тем, что в каналах возврата имеет место трение скольжения.

Для предохранения винтов от загрязнения применяют защитные устройства в совокупности с устройствами уплотнения и очистки. Защитные телескопические трубки с уплотнениями, имея значительные габариты, могут быть использованы только при увеличении длины винта. Гармоникообразные меха хорошо защищают винт и не занимают много места. Короткие винты могут быть защищены стальными лентами, свернутыми в спираль.

Хорошо очищает винт охватывающая его фетровая или войлочная втулка с резьбой на внутренней поверхности (рис. 8.5, а), однако при изнашивании она хуже выполняет свои функции. При использовании втулки из нейлона возникает меньшая сила трения в контакте с винтом и втулка меньше шаржируется твердыми частицами.

Скребки-щетки, предназначенные для очистки винта (рис. 8.5, б, в), следует устанавливать так, чтобы их можно было заменять без разборки узла в целом.

Резьбовые кольца из синтетического материала, жестко соединенные с гайкой, уплотняют шарико-винтовой механизм у противоположных ее торцов и хорошо очищают винт, однако эти свойства ухудшаются при износе колец. В устройстве, изображенном на рис. 8.6, а, у каждого торца гайки помещено по два кольца (рис. 8.6, б, в; табл. 8.6), изготовленных из фторопласта и имеющих на внутренней поверхности винтовой профиль (рис. 8.6, г). Кольцо 3, называемое неподвижным, с помощью упора 1, входящего в имеющийся на нем паз, удерживается от поворота относительно гайки 4. Кольцо 2 увлекается вращающимся винтом передачи до тех пор, пока оно не войдет в контакт с неподвижным кольцом. Благодаря этому у торца гайки, где винт ввинчивается в нее, возникает контакт с натягом между винтовыми профилями колец и винта. При изменении направления его вращения такой же контакт возникает у противоположного торца гайки. Износ колец не влияет на качество работы устройства. Для отвода загрязнений в кольцах предусмотрены наклонные пазы.

Способы осевого закрепления винта. Применяют осевое закрепление винта по следующим схемам.

Схема 1. Опора, представляющая собой комбинированный подшипник, воспринимает нагрузку в обоих направлениях (рис. 8.7, а, 8.8, 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.

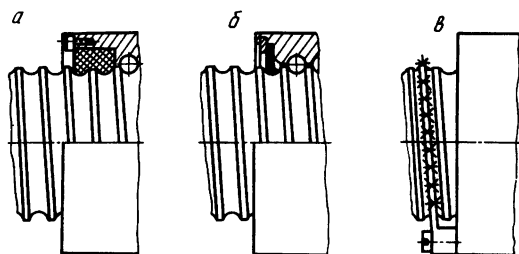


Рис. 8.5. Устройства для предохранения шарико-винтового механизма от загрязнения

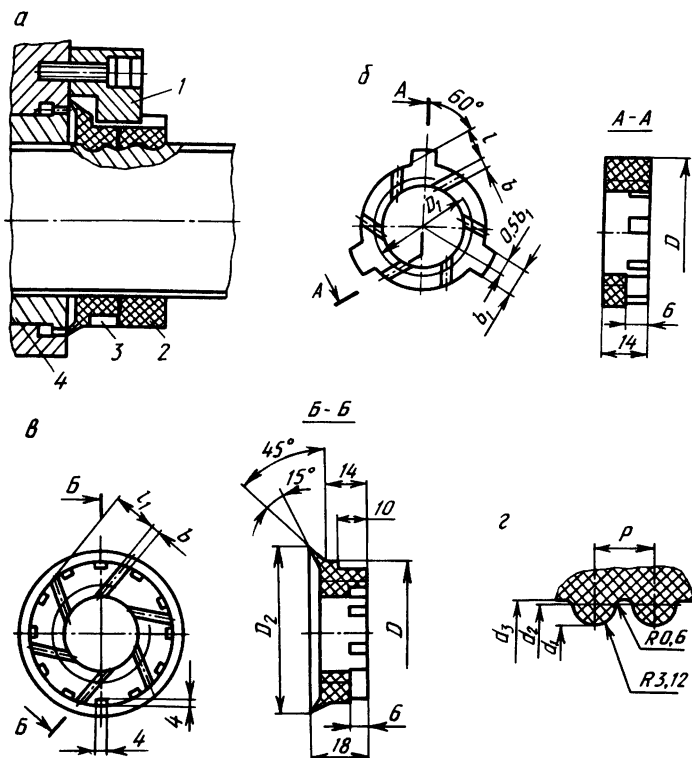


Рис. 8.6. Уплотняюще-очистное устройство

Т а б л. 8.6. Размеры колец уплотняюще-очистного устройства, мм

$d_0 \times p$	d_1	d_2	d_3	D	D_1	D_2	b	b_1	l	l_1	α , град
32×10	25,93	32,17	32,9	50	42	58	3	8	10	14,5	40
40×10	33,93	40,17	40,9	60	52	68	4	10	10	16	40
50×10	43,93	50,17	50,9	70	62	78	4	12	12	17	45
63×10	56,93	63,17	63,9	85	77	93	4	15	18	18	45
80×10	73,93	80,17	80,9	100	92	108	4	17	21	24	45
100×10	93,93	100,17	100,9	120	112	128	4	20	26	29	45

Схема 2. Один конец винта установлен на опоре, которая воспринимает осевую нагрузку в обоих направлениях, второй находится на дополнительной радиальной опоре (рис. 8.7, 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. 8.7, в). Опора, воспринимающая нагрузку обоих направлений, представляет собой упорный комбинированный роликовый подшипник или совокупность двух упорных роликовых и шарикового радиального подшипников.

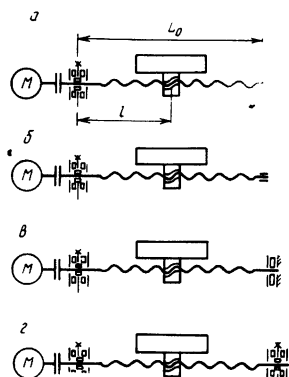


Рис. 8.7. Способы осевого закрепления винта

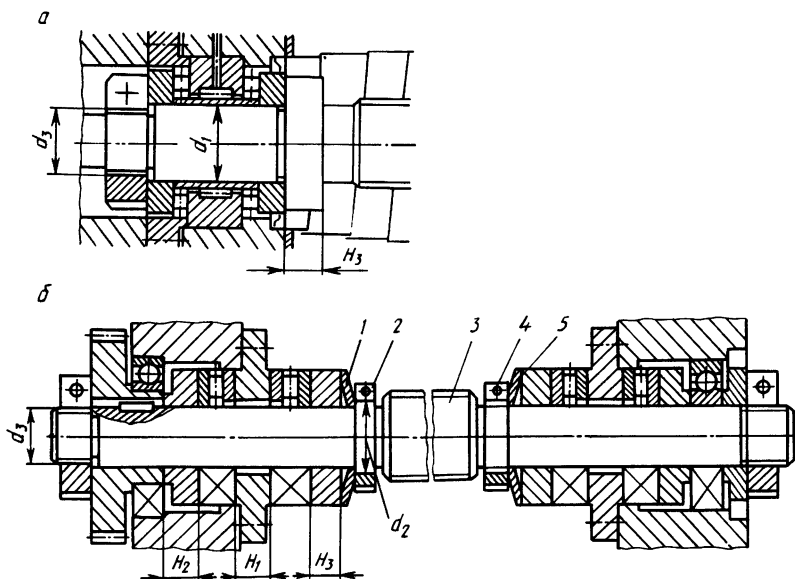


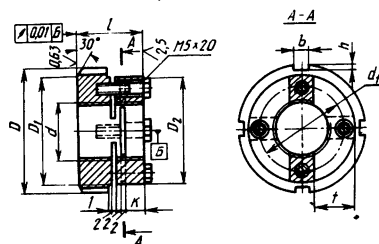
Рис. 8.8. Конструкции опор ходовых винтов

Схема 4. Каждая из двух опор винта воспринимает осевую нагрузку в обоих направлениях (рис. 8.7, а). В опорах устанавливают упорные комбинированные роликовые подшипники или по два роликовых радиально-упорных подшипника и по одному шариковому радиальному (рис. 8.8, б). С помощью тарельчатых пружин 1 и 5, гаек 2 и 4 винт 3 при сборке растягивают. Этим устраняют провисание его под действием тяжести, уменьшают радиальное биение, повышают осевую жесткость передачи. Кроме того, 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

Т а б л. 8.7. Рекомендуемые размеры опор ходовых винтов, мм

Номинальный диаметр винта, мм	d_1	d_2	d_3	H_1, H_2, H_3 , не менее	Тарельчатая пружина
20	20	M20×1,5	M16×1,5	6	30×15×1×1
25	25	M24×1,5	M22×1,5	8	35×20×2×0,8
32	30	M30×1,5	M27×1,5	10	40×25×2,5×0,8
40	40	M39×1,5	M33×1,5	12	50×30×3×1
50	45	M45×1,5	M42×1,5	15	70×40×4×1,5
63	50	M48×1,5	M52×1,5	20	80×50×5×1,5
80	60	M60×2	M64×2	24	100×60×7×2

Т а б л. 8.8. Размеры гайки для затягивания подшипниковых опор винтов, мм



$d(6H)$	D	B	D_1	D_2	d_1	K	t	b	h	Число винтов
M24×1,5	52		45	45	35		17,5			
M27×1,5	55		48	48	38		19			
M33×1,5	60	28	53	53	44	8	21,5	6	3	4
M36×1,5	65		58	58	48		24			
M42×1,5	70		63	63	53		26,5			
M48×1,5	80		70	70	60		30			
M56×2	90	45	78	78	68	11	33	8	4	8
M60×2	95		85	85	72		36,5			

должна превосходить наибольшей осевой нагрузки на винт. Передачи с такими опорами допускают применение сравнительно длинных винтов ($L/d_0 \geq 20 \dots 25$), имеют высокую осевую жесткость, воспринимают наибольшую сжимающую нагрузку, обладают значительным запасом устойчивости по критической частоте вращения.

Размеры опор ходовых винтов для станков с ЧПУ приведены на рис. 8.8 и в табл. 8.7.

Для предотвращения искривления винта при монтаже необходимо с помощью крепежных гаек равномерно прижать к нему комплект подшипников. Это достигается при незначительном отклонении от перпендикулярности торца гайки относительно ее оси, а также при применении длинных проставочных втулок или промежуточных колец с выступами на торцах. Надежное крепление обеспечивается разрезной гайкой с тангенциальным стопорным винтом. Более равномерный прижим подшипников достигается при применении гайки с кольцевыми канавками (табл. 8.8).

8.2. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ–ГАЙКА КАЧЕНИЯ

Исходные данные и цель расчета. Передача винт–гайка качения выходит из строя в результате усталости поверхностных слоев шариков, гайки и винта, потери устойчивости винта, износа элементов передачи и снижения точности. Возможными причинами выхода ее из строя являются: слишком большая нагрузка на винт, низкая расчетная долговечность, значительный относительный перекос винта и гайки, неудовлетворительная защита от загрязнений. Цель расчета передачи состоит в определении номинального диаметра винта d_0 и в подборе по каталогу такой передачи, которая удовлетворяла бы всем требованиям к работоспособности.

Исходные данные для расчета передачи — длина винта, его наибольшая расчетная длина, способ установки винта на опорах, ряд значений осевой нагрузки на передачу, ряд частот вращения винта (гайки). Осевые нагрузки на винт определяют для разных операций, выполняемых на станке (например, для чернового, полужесткого и жесткого точения), а также для разных элементов цикла обработки (для быстрого и рабочего ходов рабочего органа). Устанавливают также время действия каждой нагрузки (в долях от расчетного срока эксплуатации станка) и соответствующие им частоты вращения винта. Если же исходить из значений крутящего момента на валу электродвигателя M_d при выполнении разных работ и для разных элементов цикла, крутящий момент на ходовом винте

$$M = M_d \eta / i ,$$

где M_d — крутящий момент на валу двигателя; η — КПД цепи от двигателя к винту; i — передаточное отношение этой цепи.

Окружная сила на радиусе резьбы

$$T = 2M / d_0 .$$

Осевая сила, действующая на винт,

$$Q = \frac{T}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)} = \frac{2M}{d_0 \operatorname{tg}(\beta + \rho)},$$

где $\beta = \arctg p / (\pi d_0)$ — угол подъема резьбы; $\rho = \arctg f$ — угол трения (f — коэффициент трения качения, $f = (57 \dots 85) \cdot 10^{-5}$).

Предварительный выбор параметров передачи. 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 берут равным $L / (20 \dots 25)$. Шаг, остальные размеры и диаметр шариков d_1 определяют согласно рекомендациям [28].

Предельно допустимая нормальная статическая нагрузка на один шарик. Эту нагрузку (H) определяют по зависимости

$$P = k_G d_1^2,$$

где k_G — коэффициент, зависящий от допустимого контактного напряжения на поверхности шарика σ_H (при $\sigma_H = 2500; 3000; 3500$ и 3800 МПа соответственно $k_G = 20; 35; 55$ и 70 ; для обычно применяемой передачи $k_G = 70$); d_1 в мм.

Статическая грузоподъемность передачи. Статическая грузоподъемность C_0 — 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:

$$C_0 = P z_p \operatorname{usin} \alpha \cos \beta,$$

где z_p — расчетное число шариков в одном витке резьбы; u — число витков в гайке; α — угол контакта шарика с винтом и гайкой.

Так как $z_p = k_z z_1$, то

$$C_0 = k_G k_z d_1 (\pi d_0 - 3p) u \sin \alpha \cos \beta.$$

Для обычно применяемых передач при использовании материалов с $\sigma_H = 3800$ МПа

$$C_0 = 70 k_z d_1 (\pi d_0 - 3p) u \sin \alpha \cos \beta.$$

Расчет силы предварительного натяга. Предварительный натяг, повышая осевую жесткость передачи, увеличивает момент холостого хода и снижает ее долговечность. Поэтому сила предварительного натяга должна быть выбрана обоснованно.

За минимально допустимую силу натяга $P_{H \min}$ (Н), отнесенную к одному шарик, принимают такую силу, которая обеспечивает сохранение предварительного натяга в винтовой передаче при действии продольной силы Q :

$$P'_{H \min} = \frac{Q}{2 k_z z_1 u \sin \alpha \cos \beta}.$$

Наибольшая допустимая сила натяга, отнесенная к одному шарикю, при которой сохраняется статическая прочность механизма,

$$P'_{н \max} = P (1 - 0,55 Q / C_0).$$

В зависимости от требуемой жесткости передачи, ее долговечности, допускаемого нагрева винта и особенностей измерительного преобразователя перемещений силу натяга выбирают в интервале от $P'_{н \min}$ до $P'_{н \max}$, чаще всего $P'_н = (1,5-2) P'_{н \min}$.

Расчет передачи на динамическую грузоподъемность. Динамической грузоподъемностью передачи C называют такую постоянную осевую нагрузку, которую должен выдержать шарико-винтовой механизм в течение 10^6 оборотов.

Поскольку в процессе работы станка на винтовую передачу действуют разные по значению, направлению и времени воздействия нагрузки, а частота вращения винта не остается постоянной, методика выбора передачи по динамической грузоподъемности требует определения эквивалентной нагрузки и эк-

вивалентной частоты вращения. Если в шарико-винтовой механизм входят две гайки, эквивалентную нагрузку находят для каждой из них.

Пусть на передачу со стороны первой гайки действуют осевые нагрузки $Q_{1(1)}, Q_{2(1)}, \dots, Q_{k(1)}$ при соответствующих частотах вращения винта (гайки) $n_{1(1)}, n_{2(1)}, \dots, n_{k(1)}$ в течение интервалов времени $t_{1(1)}, t_{2(1)}, \dots, t_{k(1)}$.

Тогда силы, действующие на первую гайку передачи,

$$Q'_{i(1)} = P_н (1 + \frac{Q_{i(1)}}{4P_н}), i = 1, 2, \dots, k,$$

где $P_н$ — сила предварительного натяга в шарико-винтовом механизме.

В этом случае вторая гайка нагружена силами

$$Q'_{i(2)} = Q'_{i(1)} - Q_{i(1)}.$$

Если со стороны второй гайки действуют осевые нагрузки $Q_{1(2)}, Q_{2(2)}, \dots, Q_{s(2)}$ при частотах вращения винта $n_{1(2)}, n_{2(2)}, \dots, n_{s(2)}$ в течение интервалов времени $t_{1(2)}, t_{2(2)}, \dots, t_{s(2)}$, то она нагружена силами

$$Q'_{j(2)} = P_н (1 + \frac{Q_{j(2)}}{4P_н}), j = 1, 2, \dots, s,$$

а первая

$$Q'_{j(1)} = Q'_{j(2)} - Q_{j(2)}.$$

Средняя частота вращения винта при постоянной нагрузке

$$\bar{n} = \frac{n_{1(1)} t_{1(1)} + n_{2(1)} t_{2(1)} + \dots + n_{k(1)} t_{k(1)}}{t_{1(1)} + t_{2(1)} + \dots + t_{k(1)}} +$$

$$+ \frac{n_1(2) t_1(2) + n_2(2) t_2(2) + \dots + n_s(2) t_s(2)}{t_1(2) + t_2(2) + \dots + t_s(2)} .$$

Эквивалентная нагрузка на первую гайку

$$Q_{\Sigma 1} = \left[\frac{\sum_{i=1}^k [Q'_i(1)]^3 n_{i(1)} t_{i(1)}}{(t_{1(1)} + t_{2(1)} + \dots + t_{k(1)})^{\bar{n}}} + \frac{\sum_{j=1}^s [Q'_j(1)]^3 n_{j(2)} t_{j(2)}}{(t_{1(2)} + t_{2(2)} + \dots + t_{s(2)})^{\bar{n}}} \right]^{\frac{1}{3}} .$$

Эквивалентная нагрузка на вторую гайку

$$Q_{\Sigma 2} = \left[\frac{\sum_{i=1}^k [Q'_i(2)]^3 n_{i(1)} t_{i(1)}}{(t_{1(1)} + t_{2(1)} + \dots + t_{k(1)})^{\bar{n}}} + \frac{\sum_{j=1}^s [Q'_j(2)]^3 n_{j(2)} t_{j(2)}}{(t_{1(2)} + t_{2(2)} + \dots + t_{s(2)})^{\bar{n}}} \right]^{\frac{1}{3}} .$$

Если задана динамическая грузоподъемность C , то допустимая продолжительность работы механизма, выраженная в оборотах,

$$N = (C / Q_{\Sigma})^3 10^6 . \quad (8.1)$$

Продолжительность работы винтового механизма, выраженная в часах,

$$T = N / (60 \bar{n}) . \quad (8.2)$$

Требуемую продолжительность работы механизма до наступления усталости любого его элемента при Q_{Σ} и $\bar{n}$ принимают равной около 10 000 ч.

Если в гайке u рабочих витков и динамическая грузоподъемность одного витка C_1 ,

$$C = C_1 u^{0,7} . \quad (8.3)$$

Из соотношений (8.1)–(8.3) следует зависимость для вычисления требуемой динамической грузоподъемности одного витка:

$$C_1 = \frac{(60 T \bar{n})^{\frac{1}{3}} Q_{\Sigma}}{100 u^{0,7}} . \quad (8.4)$$

Чтобы учесть характер нагрузки на механизм и свойства материалов, из которых изготовлены его детали, в выражение (8.4) вводят соответствующие поправочные коэффициенты f_w и f_H :

$$C_1 = \frac{(60 T \bar{n})^{\frac{1}{3}} Q_{\Sigma} f_w}{100 u^{0,7} f_H} . \quad (8.5)$$

Коэффициент f_w принимают следующим: при равномерном вращении винта (гайки) без ударных нагрузок $f_w = 1,0 \dots 1,2$; при средних условиях работы $f_w = 1,2 \dots 1,5$; при работе с частыми ударными нагрузками $f_w = 1,5 \dots 2,5$; для шарико-винтовых передач в металлорежущих станках $f_w =$

$= 1,2$, в промышленных роботах $f_w = 1,2 \dots 1,5$. Значения коэффициента f_H : при твердости материала гайки $58 \dots 60 \text{ HRC}_3$ $f_H = 1$; при 55 HRC_3 $f_H = 0,7$; при 50 HRC_3 $f_H = 0,5$.

Требуемая расчетная динамическая грузоподъемность одного витка, вычисленная по выражению (8.3), должна быть не меньше этого показателя, определенного для передачи по каталогу. Исходя из этого условия, по каталогу выбирают передачу с номинальным диаметром d_0 .

Значения C_1 , внесенные в каталог, определены экспериментальным путем. Если экспериментальные данные отсутствуют, фактическую динамическую грузоподъемность одного витка передачи с возвратом шариков через вкладыши можно определить, пользуясь соотношением $C_1 = (0,2 \dots 0,4) \cdot C_0$.

Расчет винта на устойчивость по критической осевой силе. Если достаточен 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

$$Q_{\max} \approx \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2}, \quad (8.6)$$

где E — модуль упругости материала винта; I — момент инерции сечения винта; μ — коэффициент, зависящий от характера заделки концов винта (если оба конца винта защемлены, μ принимают равным 0,5; при одном защемленном конце и размещении второго на шарнирной опоре, имеющей возможность смещаться в осевом направлении, $\mu = 0,707$; при обоих шарнирных опорах $\mu = 1$; при одном защемленном конце и втором свободном $\mu = 2$); l — наибольшее расстояние между гайкой и опорой винта.

С учетом коэффициента запаса устойчивости k_y , принимаемого для передач винт-гайка качения, равным 3, по зависимости (8.6) определяют номинальный диаметр винта d_0 , при котором он не теряет устойчивости:

$$d_0 = \sqrt{\frac{64 k_y (\mu l)^2 Q_{\max}}{\pi^3 E}}.$$

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 (об/мин)

$$n_k = 5 \cdot 10^7 \, dvk / l^2,$$

где d — внутренний диаметр резьбы винта, мм; v — коэффициент, зависящий от способа заделки винта (если один конец винта заделан жестко, второй, свободный, v принимают равным 0,7; в случае обоих опорных концов $v = 2,2$; если один конец заделан жестко, другой опорный, $v = 3,4$; когда оба конца

заделаны жестко, $\nu = 4,9$); $k = 0,5 \dots 0,8$ — коэффициент запаса; l — расстояние между опорами винта, мм.

Расчет на жесткость. Необходимый диаметр ходового винта d_0 можно определить из условия обеспечения жесткости привода, которая связана с жесткостью шарико-винтового механизма j_M , винта j_B и его опор j_O :

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{j_M} + \frac{1}{j_B} + \frac{1}{j_O} \quad (8.7)$$

Осевая жесткость привода оказывает влияние на возможность возникновения его резонансных колебаний. Чтобы не допустить резонансного режима, собственную частоту колебаний механической части привода f принимают в 3–3,5 раза большей, чем частота f_1 импульсов, вырабатываемых системой измерения перемещений. Для крупных станков $f_1 = 10 \dots 15$ Гц, для средних и малых $f_1 = 15 \dots 25$ Гц. Исходя из допустимой частоты колебаний механической части привода f , определяют его требуемую жесткость (Н/мкм):

$$j = 4 \cdot 10^{-6} \pi^2 f^2 m,$$

где m — масса узлов механической части привода (ходового винта, исполнительного узла и установленных на нем приспособления, заготовки), кг.

Жесткость шарико-винтового механизма с предварительным натягом и возвратом шариков через вкладыши при $r_1/r_2 = 0,96$

$$j_M = 6k_0 u \left(\frac{d_0}{p} - 1 \right) \sqrt[3]{0,1 P'_H p}, \quad (8.8)$$

где $k_0 = 0,3 \dots 0,5$ — коэффициент, учитывающий погрешности изготовления гайки, а также деформации в винтовом механизме и во всех его стыках: d_0 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 зашплицен, а второй размещен на шарнирной опоре,

$$j_B = \frac{\pi d_0^2 E}{4l_1}, \quad (8.9)$$

где l_1 — наибольшее расстояние от опоры винта до середины шариковой гайки; d_0 и l_1 — в м, E — в МПа, j_B — Н/м.

Минимальная жесткость ходового винта с обоими зашплиценными концами (Н/м)

$$j_B = \frac{\pi d_0^2 E}{l_1}.$$

Приближенное значение жесткости опор винта (Н/мкм)

$$j_O = e d_0,$$

где $e = 5; 10; 30$ соответственно для радиально-упорных, шариковых и роликовых упорных подшипников; d_0 — в мм.

По зависимости (8.7) определяют диаметр ходового винта, гарантирующий заданную осевую жесткость привода подач.

8.3. ПЕРЕДАЧА ВИНТ–ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Свойства передачи. Для передачи винт–гайка скольжения характерны:

- 1) возможность использования малого шага и соответственно малое передаточное отношение при однозаходней резьбе и небольшой скорости подачи;
- 2) самоторможение при использовании одно- и двухзаходных винтов и соответственно возможность применения передачи для вертикальных движений и узлов, совершающих установочные перемещения под нагрузкой;
- 3) относительно низкая износостойкость;
- 4) низкий КПД, определяемый по зависимости

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)},$$

где β — угол подъема винтовой линии резьбы, лежащей на среднем цилиндре; ρ — угол трения в резьбе: $\rho = \operatorname{arctg} \mu$ (μ — коэффициент трения в резьбе, зависящий от скорости скольжения: $\mu = 0,05 \dots 0,2$).

Материалы для деталей передачи. Винты передач скольжения изготавливают упрочняемыми и неупрочняемыми. Упрочняемые винты применяют в том случае, когда их долговечность должна быть не ниже межремонтного цикла станка. Упрочнением до твердости не менее 54 HRC₃ достигают повышенной износостойкости винта, но при этом необходимо обеспечить его минимальную деформацию в результате упрочнения и последующей механической обработки, стабильность формы при длительной эксплуатации. Винты классов точности 0,1 и 2 наружного диаметра до 60 мм, имеющие среднюю или высокую жесткость, рекомендуются изготовлять из стали ХВГ и подвергать объемной закалке. Для винтов диаметром до 120 мм пригодна также сталь 7ХГ2ВМ, имеющая незначительную термическую деформацию, вследствие чего упрочнение винтов может производиться после нарезания резьбы. Винты классов 1, 2 и 3 любого диаметра целесообразно изготовлять из азотируемых сталей 30ХЗМФ, 18ХГТ, 40ХФА, 38Х2МЮА. Толщина азотированного слоя должна быть не менее 0,3 мм. Такие винты отличаются высокой износостойкостью и стабильностью формы в процессе эксплуатации. Неупрочняемые винты изготавливают из сталей 35 и 45 в нормализованном состоянии и стали У10А в отожженном состоянии, имеющей структуру зернистого перлита. Для этих сталей характерны хорошая обрабатываемость резанием и минимальные деформации в процессе изготовления винта.

Для изготовления гаек применяют оловянистые бронзы Бр 010Ф0,5, Бр 06Ц6СЗ (для прецизионных передач), антифрикционный чугуны (для неотвержденных гаек).

Конструкция передачи. На гайке и винте нарезают трапецидальную резьбу обычно стандартного профиля с углом 30°. Винты с такой резьбой технологичны, но радиальное биение их создает погрешности шага. Поэтому прецизионные передачи делают с резьбой, имеющей угол профиля 10...20°.

Зазор в резьбе регулируют и устраняют двумя способами. Первый состоит

в том, что гайку изготавливают из двух полу гаек, одну из них прикрепляют к столу или суппорту, другую с помощью клина, прокладок или резьбового соединения перемещают в осевом направлении. Регулирование по второму способу достигают в результате поворота одной полугайки относительно другой при неизменном осевом расположении.

Размеры гайки и ходового винта определяют в результате расчета передачи на износостойкость, а также расчета ходового винта на прочность, жесткость и устойчивость.

Расчет передачи на износостойкость. Износостойкость передачи зависит от давления в контакте между гайкой и винтом. Определяют среднее давление (Па):

$$\delta_k = \frac{Qp}{\pi dhl},$$

где Q — наибольшая тяговая сила, Н; p — шаг винта, м; d — средний диаметр резьбы, м; h — рабочая высота профиля резьбы, м; l — длина гайки, м.

С учетом соотношений между параметрами гайки получают

$$d \approx \sqrt{\frac{Q}{\lambda [\sigma_k]}},$$

где $\lambda = l/d = 1,5 \dots 4$; $[\sigma_k]$ — допускаемое давление в контакте: для точных передач с бронзовой гайкой в токарно-винторезных и резьбонарезных станках $[\sigma_k] = 3 \cdot 10^6$ Па, для других передач с такой же гайкой $[\sigma_k] = 12 \cdot 10^6$ Па, для передач с чугунной гайкой $[\sigma_k] = 8 \cdot 10^6$ Па.

Расчет винта на жесткость. Под действием тяговой силы шаг передачи изменяется на

$$\Delta p = \pm \frac{Qp}{EF}, \quad (8.10)$$

где E — модуль упругости материала винта; F — площадь поперечного сечения стержня винта.

С учетом допуска на шаг резьбы ограничивают Δp и по зависимости (8.10) определяют требуемый диаметр винта. Осевую жесткость привода подачи находят по зависимостям, применяемым для приводов с передачей винт-гайка качения.

Расчет винта на прочность. Винт работает на растяжение (сжатие) и кручение. Приведенное напряжение

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{Q}{F}\right)^2 + 4\left(\frac{M}{W}\right)^2}, \quad (8.11)$$

где σ — нормальное напряжение; τ — касательное напряжение; W — момент сопротивления сечения стержня винта при кручении.

Допускаемое приведенное напряжение назначают, исходя из предела текучести материала винта: $[\sigma_{пр}] \leq (0,28 \dots 0,33)\sigma_T$, и по зависимости (8.11) находят его требуемый диаметр.

Расчет винта на устойчивость. Этот расчет выполняется для длинных винтов, работающих на сжатие. Критически тяговая сила

$$Q_{кр} = \frac{\pi^2 EI}{(\nu L)^2}, \quad (8.12)$$

где I — момент инерции поперечного сечения стержня винта; ν — коэффициент длины (когда оба конца винта заделаны, $\nu = 0,5$, при одном заделанном и другом шарнирном $\nu = 0,7$, при обоих шарнирных $\nu = 1$).

Требуемый диаметр находят по зависимости (8.12) с учетом необходимого запаса устойчивости $n = 2,5 \dots 4$ ($n = Q_{кр}/Q$). Большие значения запаса устойчивости берут при действии на винт поперечных сил.

8.4. ПЕРЕДАЧА ЧЕРВЯК–РЕЙКА КАЧЕНИЯ

Устройство передачи. Передача червяк–рейка качения состоит из червяка 4 с 5–6 рабочими витками (рис. 8.9), жестко закрепленной на станине станка рейки 2 и комплекта шариков 3, циркулирующих между рабочими профилями червяка и рейки. Вне рабочей зоны шарики удерживаются ограничителем 1. Параметры передачи: угол контакта $\alpha = 45 \dots 60^\circ$, угол охвата рейки $\varphi = 180^\circ$, отношение диаметра шарика к диаметру условного цилиндра, на котором расположены центры шариков, $d/D = 0,06 \dots 0,1$, шаг винтовой канавки на червяке $p = 1,6d$. Размерный ряд передач приведен в табл. 8.9. Рейку составляют из нескольких секций длиной от 200 до 2000 мм.

Предусматривают элементы для возврата шариков в исходное положение. В одной из конструкций (рис. 8.10, а) каналы возврата 1, выполненные на поверхности червяка, соединяют его соседние витки. Углы поворота в канале не должны превышать 45° . В другой конструкции (рис. 8.10, б) канал возврата выполнен в виде закаленной трубки 2, вставленной в червяк и соединяющей его соседние витки. Выступающие из червяка концы трубки играют роль огра-

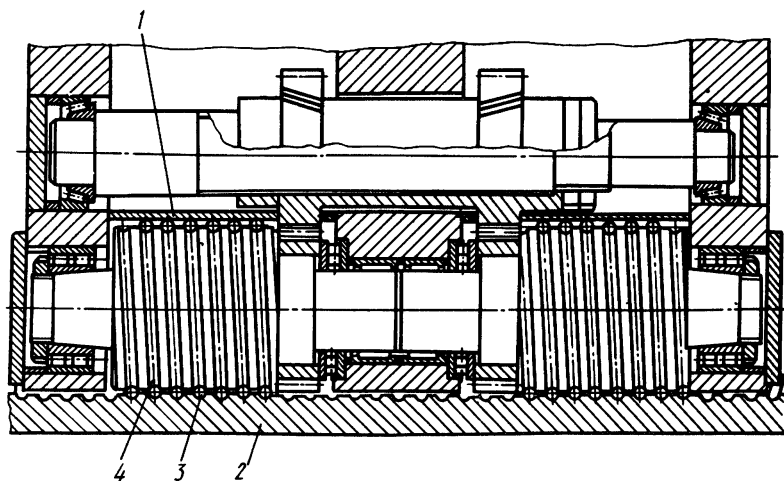


Рис. 8.9. Передача червяк–рейка качения

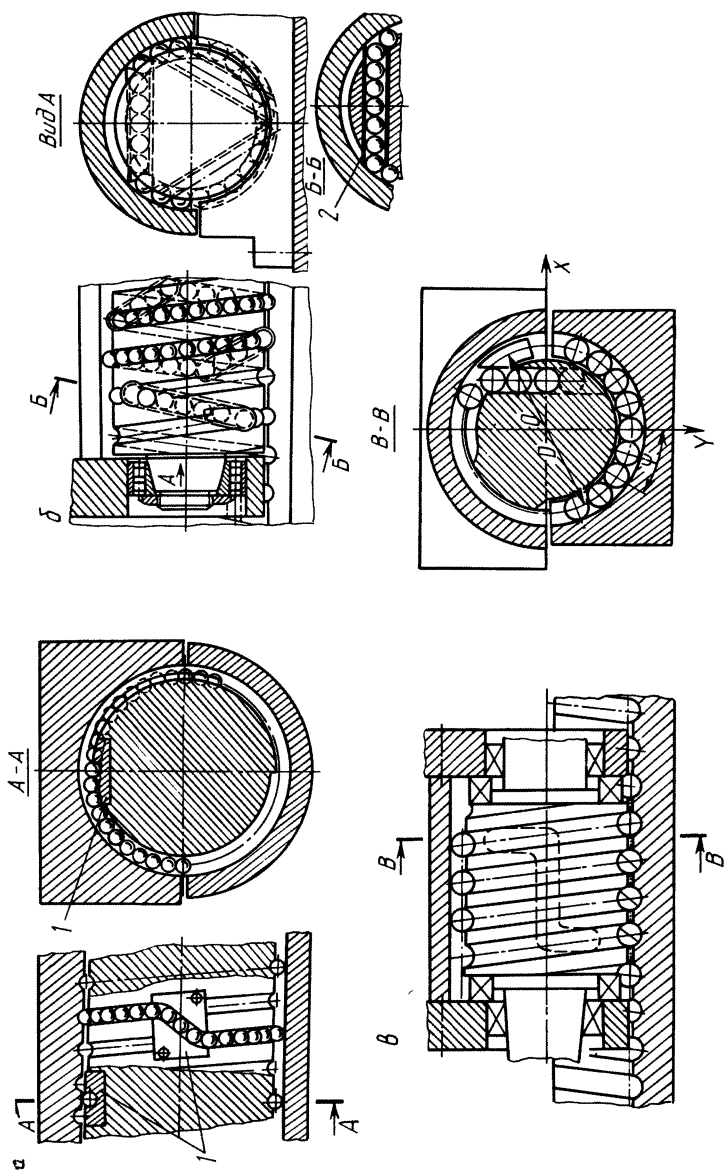


Рис. 8.10 Устройство для возврата шариков

Т а б л. 8.9. Основные размеры передачи червяк—рейка качения, мм

Диаметр шарика d	Шаг винтовой линии p	Диаметр качения центров шариков D	Диаметр шарика d	Шаг винтовой линии p	Диаметр качения центров шариков D
5	8	63	12	20	125
		80			160
6	10	63	15	24	200
		80			160
		100			200
7	12	80	18	30	250
		100			
		125			
10	16	100			200
		125			250
		160			

жателей. В конструкции, показанной на рис. 8.10, в, канал возврата изготовлен в теле червяка. Шарик направляется в канал отражателем.

В передаче создают предварительный натяг. С этой целью червяк смещают относительно рейки в радиальном направлении. В этом случае при большом ходе стола по недостаточно точным направляющим или в результате деформаций корпусных деталей возможно появление зазоров в передаче или заклинивание червяка. Более надежный способ создания предварительного натяга заключается в том, что в передаче применяют два червяка (см. рис. 8.9), которые с помощью зубчатых передач поворачивают в противоположные стороны при одновременном осевом смещении колес.

Достоинства передачи: высокая нагрузочная способность, плавность и точность перемещений, высокий КПД, возможность полностью устранить зазоры. Передачу червяк—рейка качения целесообразно применять в приводах подач тяжелых станков при длинах перемещения рабочего органа более 2000 мм.

Расчет передачи. Допустимая осевая нагрузка на червяк

$$Q = \frac{F j_0}{j_0 + 0,5 j \operatorname{ctg}^2 \alpha \frac{\sum_{i=1}^{i=z_p} \cos \psi_i}{z_p}},$$

где F — статическая нагрузка, допускаемая передачей при абсолютно жестких опорах червяка; j_0 — жесткость радиальных опор червяка; j — статическая жесткость передачи при абсолютно жестких радиальных опорах червяка; α —

угол контакта между шариком и поверхностью червяка; ψ_i — угол между осью OY и прямой, проходящей через центр шарика и центр поперечного сечения червяка (см. рис. 8, 9, е); z_p — количество рабочих шариков в витке передачи.

$$F = \frac{z_p u}{(2k)^{3/2}} (\delta \cos \beta)^{\frac{3}{2}} \sin^{\frac{5}{2}} \alpha,$$

где u — количество рабочих витков в передаче; k — коэффициент, учитывающий геометрические параметры контактирующих поверхностей; δ — допустимое осевое смещение червяка относительно рейки под действием нагрузки; β — угол подъема винтовой канавки на червяке.

Статическая жесткость передачи

$$j = \frac{z_p u}{(2k)^{3/2}} \frac{3}{2} (\delta \cos \beta)^{\frac{1}{2}} \sin^{\frac{5}{2}} \alpha.$$

8.5. ГИДРОСТАТИЧЕСКАЯ ЧЕРВЯЧНО-РЕЕЧНАЯ ПЕРЕДАЧА

Устройство передачи. Гидростатическая червячно-реечная передача (рис. 8.11) состоит из червяка 1 и рейки 2, в зазор между которыми нагнетается масло. Когда передача не нагружена, давление во всех карманах одинаково и зазоры h_0 по обеим сторонам профиля равны. При нагружении передачи зазоры с одной стороны профиля уменьшаются, а давление в них возрастает. С другой стороны профиля изменения зазоров и давления масла противоположны. В результате внешняя нагрузка уравнивается разностью сил давления масла.

Конструкции, в которых масло подводится через червяк, относительно просты, но при большой частоте вращения червяка нагрузочная способность передачи снижается вследствие выбрасывания масла из его каналов центробежными силами. Передача с подводом масла через рейку не имеет этого недостатка, но более сложна. Передача с карманами для масла, выполненными на червяке, технологична, но характеризуется непостоянством нагрузочной способности и жесткости, обусловленным переменностью числа карманов в зоне зацепления при вра-

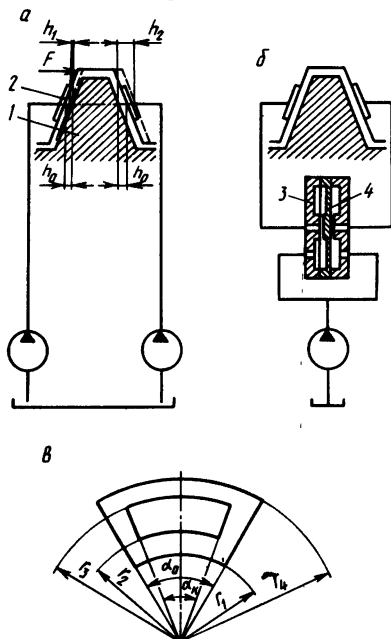


Рис. 8.11. Схемы гидростатической червячно-реечной передачи

щении червяка. Передача с карманами на рейке более трудоемка в изготовлении, но имеет повышенную нагрузочную способность.

В системе питания типа "насос—карман" имеется два сдвоенных насоса (рис. 8.11, *а*). Один подает масло в карманы, находящиеся на левых сторонах профиля, другой — в карманы, расположенные на его правых сторонах. Давление в карманах устанавливается в зависимости от нагрузки F на передачу. Эти насосы питают также два упорных гидростатических подшипника. Система проста в изготовлении, обеспечивает высокую нагрузочную способность передачи, характеризуется малыми энергетическими потерями, но иногда при ее применении не достигается требуемая жесткость или компактность привода. В этих случаях применяют систему питания с мембранным делителем потока (рис. 8.11, *б*) и одним сдвоенным насосом (один его насос подает масло во все карманы на обеих сторонах профиля, другой питает упорные гидростатические подшипники опор червяка). При отсутствии нагрузки на передачу делитель 3 распределяет масло поровну между карманами на обеих сторонах профиля, так как мембрана 4 толщиной 0,6...0,8 мм занимает среднее положение между соплами. При нагружении передачи давление в карманах на одной стороне профиля повышается, в карманах на другой стороне снижается. Соответственно изменяется давление в карманах делителя, и мембрана прогибается. Подача масла в более нагруженные карманы увеличивается, в менее нагруженные уменьшается.

Для гидростатической передачи червяк—рейка характерны большая нагрузочная способность, высокий КПД (не ниже 0,95), высокая точность, достаточная жесткость, отсутствие изнашивания, хорошая демпфирующая способность. Передачу целесообразно применять в качестве звена привода подачи тяжелых станков с числовым программным управлением.

Пример конструкции передачи. Узел червяка гидростатической передачи изображен на рис. 8.12. Масло подводится в кольцевую канавку *Е*, из которой по продольным пазам *Б*, прорезанным на валу *1*, попадает в отверстия *Г* и карманы *В*, изготовленные на левых сторонах профиля червяка. Точно так же из кольцевой канавки *Ж* по пазам *А* масло поступает в карманы, имеющиеся на правых сторонах профиля червяка. Радиальная нагрузка на червяк воспринимается двухрядными роликовыми подшипниками 2, осевая — упорными гидростатическими подшипниками *Д* и упорными роликовыми подшипниками 3.

Особенности технологии изготовления передачи. Для того чтобы обеспечить совпадение профилей зубьев червяка и рейки, точный шаг и практически постоянный боковой зазор, равный 0,03...0,05 мм, передачи изготавливают по следующей технологии. На токарном станке производят грубое нарезание рейки таким образом, чтобы реечный боковой зазор в зацеплении составлял около 1 мм. После обезжиривания на ее профиль наносят эпоксидную смолу с наполнителем в виде металлического порошка и с отвердителем. Необходимый профиль резьбы формируют с помощью модели червяка, толщина зубьев которой больше толщины зубьев рабочего червяка на величину заданного рабочего зазора в передаче. Длинную рейку получают путем стыковки нескольких коротких.

Расчет передачи. Передачу с системой питания "насос—карман" рассчитывают следующим образом. Делают эскизный проект передачи, на основе ко-

торого находят геометрические параметры профиля резьбы рейки, параметры червяка и вычисляют эффективную площадь передачи (см. рис. 8.11, в)

$$S = \frac{\alpha_0 z}{4} \left(\frac{r_4^2 - r_3^2}{\ln \frac{r_4}{r_3}} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \right),$$

где α_0 — расчетный угол охвата: $\alpha_0 = 0,5 (\alpha_k + \alpha_p) k$; α_k — угол кармана; α_p — угол охвата рейки; k — коэффициент, учитывающий использование площади поверхности резьбы (если карманы выполнены на рейке, $k = 1$, если они выполнены на червяке и в зоне контакта с одним витком рейки, $k = (n-1)/n$); z — число витков червяка; r_1, r_2, r_3, r_4 — радиусы участков профиля резьбы.

Нагрузочная способность (Н) передачи при использовании системы питания "насос-карман"

$$F = p_n S (1 - \epsilon)^3 \left[\frac{1}{(1 - \epsilon)^3} - \frac{1}{(1 + \epsilon)^3} \right],$$

где p_n — давление, развиваемое насосом, Па; ϵ — максимальное допустимое относительное смещение в передаче: $0,3 \leq \epsilon \leq 0,425$.

Радиальная сила, действующая на червяк,

$$R = \frac{2}{\alpha} p_n S \sin \frac{\alpha}{2} \operatorname{tg} \beta (1 - \epsilon)^3 \left[\frac{1}{(1 - \epsilon)^3} + \frac{1}{(1 + \epsilon)^3} \right],$$

где β — половина угла профиля резьбы.

Максимальная и минимальная жесткость масляного слоя

$$j_{\max} = \frac{3}{h_0} p_n S (1 - \epsilon)^3 \left[\frac{1}{(1 - \epsilon)^4} + \frac{1}{(1 + \epsilon)^4} \right];$$

$$j_{\min} = \frac{6}{h_0} p_n S (1 - \epsilon)^3,$$

где h_0 — расчетный осевой зазор в передаче с одной боковой стороны профиля резьбы, м.

9. ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ ПОДАЧИ С БЕССТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

9.1. СВОЙСТВА ПРИВОДОВ

Приводами подачи с бесступенчатым регулированием оснащают станки с числовым программным управлением, гибкие производственные модули, станки с адаптивным управлением. Приводы должны обеспечивать широкий диапазон режимов обработки, максимальную производительность, высокую точность позиционирования исполнительных органов.

Благодаря регулированию электродвигателя и упрощению механической части снижается нагрузка на двигатель, повышается КПД привода, снижается его момент инерции, повышается точность исполнения команд.

Для роста производительности станка предусматривают скорость быстрого хода исполнительных узлов 15 м/мин и более, а в легких токарных и сверлильных станках с малыми ходами – высокое быстродействие привода (время разгона до максимальной скорости не превышает 0,2 с).

В связи с увеличением скорости быстрых перемещений и снижением скорости установочных движений диапазон регулирования привода подач станков с ЧПУ весьма широкий: в токарных, фрезерных и расточных станках от 100 до 10 000.

Поскольку доля силы резания в общей нагрузке на привод подачи значительна и в процессе обработки сила резания изменяется в широком диапазоне, требования к статической и динамической жесткости приводов подач станков с ЧПУ намного выше, чем к приводам подач традиционных станков.

9.2. СТРУКТУРЫ ПРИВОДОВ

Электромеханические приводы с бесступенчатым регулированием делятся на следящие и шаговые. В состав следящего привода входит регулируемый электродвигатель, который может быть высокомоментным, имеющим возбуждение от высокоэнергетических магнитов, вентильным (синхронным) или асинхронным. Приводы последних типов имеют лучшую механическую характеристику по сравнению с приводом на основе высокомоментного двигателя.

В следящих приводах с полужамкнутым контуром обратной связи (рис. 9.1, а) тахогенератор, выполняющий функцию измерительного преобразователя скорости, устанавливается на вал двигателя подачи (часто встраивается непосредственно в двигатель). Круговой измерительный преобразователь пути устанавливают на ходовой винт или на вал двигателя. В этом случае тяговый механизм привода подачи не охвачен обратной связью, и его погрешности переносятся на обработанную деталь. Такие приводы пригодны для станков нормальной точности.

В следящих приводах с замкнутым контуром обратной связи (рис. 9.1, б) линейный измерительный преобразователь устанавливают на столе станка. Эти приводы характеризуются высокой точностью и пригодны для прецизионных станков. Однако зазоры и упругие деформации в кинематической цепи оказывают влияние на колебания привода.

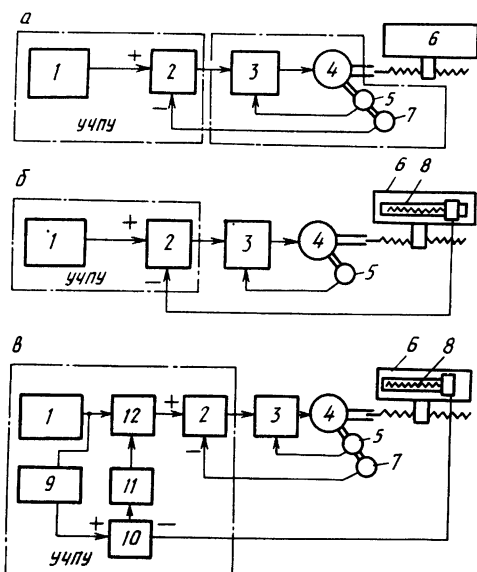


Рис. 9.1. Структуры следящих приводов подачи:

1 – основной блок устройства ЧПУ; 2 – узел управления приводом; 3 – блок привода; 4 – двигатель подачи; 5 – тахогенератор; 6 – стол станка; 7 – круговой измерительный преобразователь обратной связи по пути; 8 – линейный измерительный преобразователь обратной связи по пути; 9 – задание перемещения; 10 – блок программного или аппаратного сравнения; 11 – задание дополнительного перемещения; 12 – блок суммирования

В следящих приводах с гибридной структурой обратной связи (рис. 9.1 в) круговой измерительный преобразователь обратной связи устанавливают на валу электродвигателя или на ходовом винте. Он обеспечивает позиционирование стола. Линейный измерительный преобразователь помещают на столе и используют для автоматической коррекции погрешностей кинематической цепи привода. Такие приводы применяют в тяжелых станках.

Простой по конструкции шаговый привод подачи находит применение в малых станках. Он хорошо согласуется со средствами вычислительной техники.

9.3. ЭЛЕМЕНТЫ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ПРИВОДОВ

Состав исполнительного механизма. В состав исполнительного механизма электромеханического привода подачи входят соединительная муфта 1 (рис. 9.2), тяговое устройство 4, его опоры 3. В приводе может быть использован простой редуктор 2, предназначенный для повышения момента на тяговом устройстве или для реализации компоновочного решения.

Соединительные муфты. Вал электродвигателя соединяют с редуктором или тяговым механизмом с помощью упругой беззазорной муфты, применение которой позволяет допустить их относительное смещение, снижает амплитуду изменения крутящего момента при разгоне и торможении привода, предохраняет ходовой винт от нагрева теплотой, выделяемой электродвигателем.

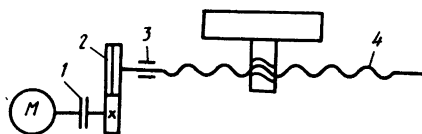
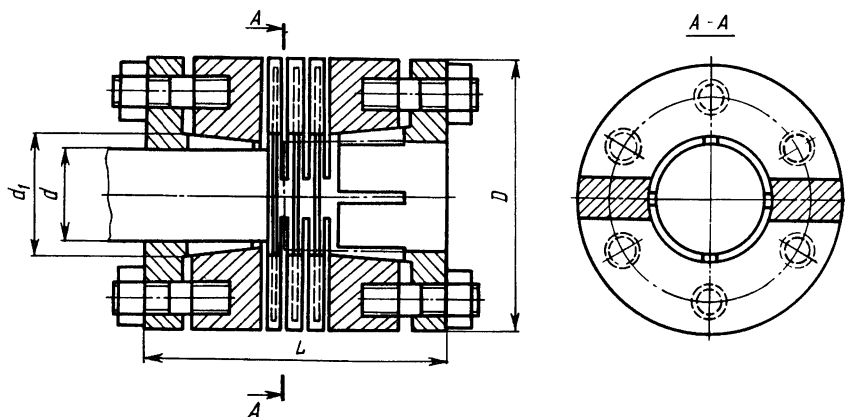


Рис. 9.2. Исполнительный механизм регулируемого электромеханического привода подачи

Т а б л. 9.1. Основные размеры муфты с радиальными пазами, мм



Типоразмер муфты	d	d_{1min}	d_{1max}	D	L
1	25	28,5	35	65	80
2	32	35	41,5	70	85
3	40	41,5	48	80	90
4	45	48	55	85	95

лем, снижает колебания в приводе. Соединительные муфты оказывают существенное влияние на точность и жесткость привода и к ним предъявляются повышенные требования в отношении крутильной жесткости, нагрузочной способности, долговечности.

Муфта с взаимно перпендикулярными радиальными пазами, образующими перемиčky и упругие мембраны (табл. 9.1), передает вращающий момент разжимными упругими коническими кольцами или коническими втулками.

Полужесткая муфта с гибким диском (рис. 9.3) имеет высокую крутильную жесткость, позволяет компенсировать угловые и радиальные смещения валов.

Компенсирующие муфты (рис. 9.4, табл. 9.2) предназначены для безлюфтового соединения винтов с электродвигателями, когда допускается взаимное радиальное смещение их осей до 0,2 мм, угловое — до $30'$. Обозначения в таблице: M_H — номинальный вращающий момент, передаваемый муфтой; d — диаметр посадочных отверстий; l — их длина; D — наружный диаметр муфты; L — ее длина; C — расстояние между торцами соединяемых валов; j_ϕ — крутильная (угловая) жесткость муфты; j_r — радиальная жесткость муфты; M_{max} — наибольший вращающий момент, передаваемый муфтой в течение коротких интервалов времени (до 2 с). Муфты допускают наибольшую частоту вращения до 2500 об/мин.

Сильфонная муфта (рис. 9.5) компенсирует угловые, радиальные и осевые смещения валов, имеет высокую жесткость при передаче вращающего момента. На рис. 9.6 показана сильфонная муфта германской фирмы Bosch,

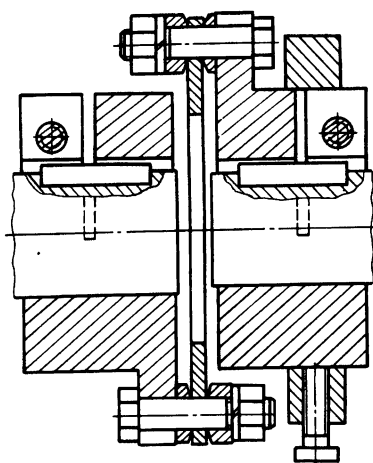


Рис. 9.3. Муфта с гибким диском

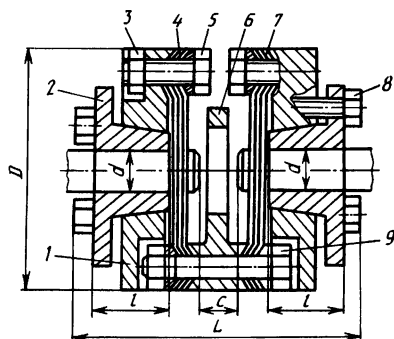


Рис. 9.4. Компенсирующая муфта:
1 — фланец; 2 — втулка; 3 — гайка; 4, 7 — гибкие диски; 5, 8, 9 — винты; 6 — противовес

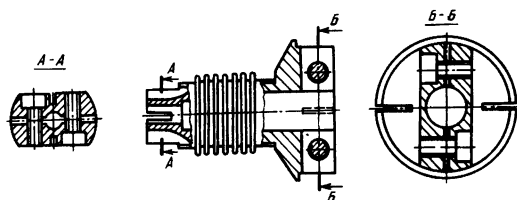


Рис. 9.5. Сильфонная муфта

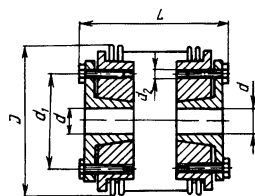


Рис. 9.6. Сильфонная муфта
фирмы Bosc

позволяющая компенсировать значительные радиальные, угловые и осевые смещения валов. Размеры ее втулок с конусом, предназначенным для передачи момента с помощью трения, приведены в табл. 9.3, а параметры муфты — в табл. 9.4.

Упругую муфту выбирают по вращающему моменту и крутильной жесткости. Собственную частоту (с^{-1}) крутильных колебаний механической части привода определяют по зависимости

$$f_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{j_\varphi j'_\varphi (I_d + I_c + I_v)}{(j_\varphi + j'_\varphi) I_d (I_c + I_v)}}, \quad (9.1)$$

где j_φ — крутильная жесткость муфты, $\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; j'_φ — крутильная жесткость ходового винта, $\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; I_d — момент инерции ротора двигателя, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; I_c — приведенный к валу двигателя момент инерции стола, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

**Т а б л. 9.2. Размеры и параметры технической характеристики
компенсирующих муфт**

Типо-размер муфты	M_H , Н·м	d , мм	D , мм, не более	L , мм, не более	l , мм	C , мм	j_φ , Н·м/рад, не менее	j_r , Н/мм, не более	$M_{\max}$, Н·м, не более	
1	16	11; 14;	16	62	75	20	3...25	12 000	500	40
2	31,5	20; 22;	25	72	75	20	5...26	26 000	650	80
3	80	28; 32;	35	92	92	26	5...28	60 000	1000	200
4	200	36; 40;	45	110	110	34	5...30	125 000	1200	500
5	500	48; 50;	55	125	132	35	5...34	250 000	1600	1250

Т а б л. 9.3. Размеры втулок, мм

Исполнение втулки	Посадочный диаметр		d_2
	$d_{\min}$	$d_{\max}$	
A_1	18	22,5	M6
A	22	28,5	M6
B	28,5	35	M8
C	35	41,5	M8
D	41,5	48	M10
E	48	55	M12

Т а б л. 9.4. Параметры сильфонных соединительных муфт

Тип муфты	Исполнения втулок	Номиналь- ный мо- мент, Н·м	Максималь- ный допус- тимый вра- щающий мо- мент двига- теля, Н·м	Момент инерции, кг·м ²	Размеры, мм		
					L	D	d_1
KSS8	A_1, A, B	80	160	0,0005	93	82	50
KSS10	A_1, A, B	100	200	0,0012	96	90	50
KSS17	A, B	170	340	0,0006	97	82	50
KSS20	A, B	200	400	0,0014	97	90	50
KSS27	A, B, C	270	540	0,0026	116	101	62
KSS32	A, B, C	320	640	0,0028	116	101	62
KSS52	C, D	520	1040	0,0038	127	122	70
KSS62	C, D, E	620	1240	0,0108	129	132	80

Крутильная жесткость ходового винта

$$j_{\varphi}' = \frac{\pi d_0^2 E}{16(1 + \mu)l},$$

где d_0 — номинальный диаметр ходового винта, м; E — модуль упругости материала винта, Па; μ — коэффициент Пуассона: $\mu = 0,3$; l — максимальное расстояние между гайкой и опорой винта, м.

Т а б л. 9.5. Наибольший передаваемый крутящий момент M и требуемая осевая сила P

d , мм	D , мм	l , мм	Значения M и P при среднем давлении на поверхности контакта внутреннего кольца и вала					
			200 МПа		100 МПа		50 МПа	
			M , Н·м	P , Н	M , Н·м	P , Н	M , Н·м	P , Н
14	18	6,3	48	28 000	24	14 000	12	7000
16	20	6,3	64	32 000	32	16 000	16	8000
20	25	6,3	100	40 000	50	20 000	25	10 000
25	30	6,3	156	50 000	78	25 000	39	12 500
32	36	6,3	256	64 000	128	32 000	64	16 000
40	45	8	528	105 000	264	52 800	132	26 400
50	56	8	824	132 000	412	66 000	206	33 000
63	70	9	1496	190 000	748	95 000	374	47 500
80	88	10	2560	256 000	1280	128 000	640	64 000
100	108	11	4480	358 000	2240	179 000	1120	89 500
120	130	12	6780	452 000	3390	226 000	1700	113 000
160	172	14	14460	720 000	7230	362 000	3620	181 000
200	212	16	26360	1056 000	13180	528 000	6590	264 000
250	264	18	51620	1648 000	25760	824 000	12800	412 000

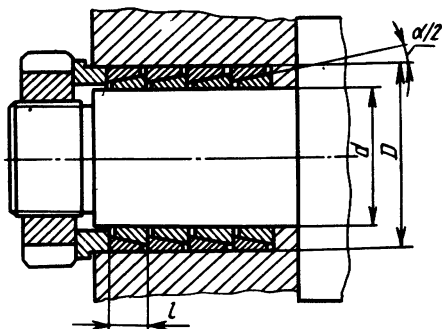


Рис. 9.7. Соединение с коническими кольцами

Задавшись собственной частотой механических колебаний привода $f_c = 30 \dots 75$ Гц, необходимой для запаса его устойчивости, по зависимости (9.1) находят требуемую крутильную жесткость муфты. Подбирают такую муфту, крутильная жесткость которой не ниже требуемой.

Соединения с коническими кольцами. Для повышения точности и жесткости цепи привода вместо шпоночных применяют соединения с коническими кольцами (рис. 9.7). Сближая кольца в осевом направлении с помощью гайки или стяжных винтов и нажимного кольца, создают беззазорное фрикционное соединение, способное передавать необходимый вращающий момент. Угол конусности колец составляет $12,5 \dots 17^\circ$, их твердость — $45 \dots 55$ HRC₃. Когда вал имеет диаметр до 40 мм, для нажима применяют гайку, при больших диаметрах — нажимное кольцо. Большой вращающий момент можно передать с помощью нескольких рядов колец (до четырех).

Наибольший вращающий момент (Н·м), передаваемый первым рядом колец,

$$M = \frac{\pi d^2 l f p}{2000},$$

где d — диаметр вала, мм; l — ширина кольца, мм; f — коэффициент трения на поверхностях контакта: $f = 0,12 \dots 0,16$; p — допускаемое давление в контакте: $p \leq 200$ МПа.

Момент, передаваемый вторым рядом колец, равен 50 %, третьим — 25 %, четвертым — 12,5 % момента, передаваемого первым рядом.

Осевая сила (Н), необходимая для затяжки соединения,

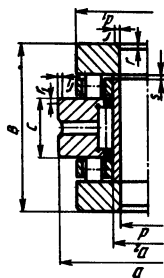
$$P = \pi d l p (\operatorname{tg} \alpha + 2f),$$

где α — угол конусности колец.

Основные параметры соединений приведены в табл. 9.5.

Подшипники для опор ходового винта. К опорам ходового винта передачи винт—гайка качения предъявляются следующие требования: достаточная осевая жесткость при умеренном предварительном натяге; малое осевое биение; низкие по сравнению с шарико-винтовым механизмом момент холостого хода и тепловыделение. Этим требованиям в наибольшей степени отвечают упорные комбинированные роликовые подшипники типа 504000 (табл. 9.6). Они воспринимают как осевую, так и радиальную нагрузку и поставляются с заданным гарантированным натягом. Их осевая жесткость в 2—3 раза выше жесткости обычных упорных шариковых подшипников. В состав упорного комбинированного роликового подшипника входят два упорных и радиальный роликовый подшипники. Осевой натяг ограничивается проставочной втулкой, радиальный зазор создается подбором комплекта роликов. При вращении винта в средней части дорожек происходит качение роликов, по краям — проскальзывание. Для улучшения работы подшипники делают с двумя рядами роликов, перемещающихся с разными скоростями.

Т а б л. 9.6. Роликовые радиальные подшипники с иглозатытыми роликами и двойные упорные комбинированные (по ГОСТ 26290—84)



Обозначение подшипника	Размеры, мм															
	Грузоподъемность, Н															
	радиальная статическая динамическая статическая динамическая статическая осевая															
	d	d_1	D	d_2	B	C	r	r_1	s	C	C_{0r}	C_a	C_{0d}	Предел- ная частот- а вращения при смазке и жид- ким ма- терилом n , об/мин	15	16
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14			
										Серия диаметров /						
504704	20	42	52	25	46	16	1	1	0,003	12 900	12 100	27 500	31 000	7000		2100
504705	25	47	57	30	50	20	1	1	0,003	19 600	19 300	28 000	33 000	6000		2500
504706	30	52	62	35	50	20	1	1	0,003	21 200	22 100	31 500	40 000	5500		2800
504707	35	60	70	40	54	20	1,5	1	0,003	22 600	24 800	43 000	54 000	4800		2800
504708	40	65	75	45	54	20	1,5	1	0,003	23 900	27 500	45 500	61 000	4400		3000
504709	45	70	80	50	60	25	1,5	1	0,003	33 000	39 000	47 600	67 000	4000		4000
504710	50	78	90	55	60	25	1,5	1	0,003	34 000	42 000	62 000	96 000	3600		5000

Серия диаметров 9

504904	20	52	62	30	60	20	1,5	1	0,004	19 600	19 300	54 000	60 000	6000	3000
504905	25	62	72	35	60	20	1,5	1	0,004	21 200	22 100	55 000	65 000	4900	3000
504906	30	68	80	40	66	20	1,5	1	0,005	22 600	24 800	74 000	85 000	4400	3100
504907	35	73	85	45	66	20	1,5	1	0,005	23 900	27 500	81 000	100 000	4100	3200
504908	40	78	90	50	75	25	1,5	1	0,005	33 000	39 000	84 400	107 000	3800	3400
504909	45	90	105	55	82	25	1,5	1	0,005	34 300	41 700	124 000	157 000	3300	4000
504910	50	95	110	60	82	25	2	1	0,005	35 800	45 600	126 000	162 000	3100	4100
504911	55	100	115	65	82	25	2	1	0,005	37 800	49 000	128 000	173 000	2900	4200
504912	60	105	120	70	82	25	2	1	0,005	37 800	46 600	132 000	183 000	2700	4200
504913	65	110	125	75	82	25	2	1	0,005	46 100	53 000	136 000	194 000	2600	4300
504914	70	115	130	80	82	25	2	1	0,005	47 600	61 000	140 000	205 000	2500	4500

Примечание. При применении пластичного смазочного материала значения и умножить на 0,25.

9.4. ПРИМЕР ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ПОДАЧИ

На рис. 9.8 представлен исполнительный механизм горизонтального привода подачи вертикального токарного станка с ЧПУ. Ходовой винт 10 получает вращение от высокомоментного электродвигателя постоянного тока 1. Электродвигатель соединен с ходовым винтом полужесткой муфтой 2 с гибкими дисками, которая передает крутящий момент силами трения, возникающими при стягивании винтами полумуфт с коническими втулками.

Цилиндрический корпус 8 гайки вставлен в гильзу 7 и стянут с ней винтами. Гильза с помощью гайки 11 закреплена в базовой детали 9. Гайка застопорена сухарем 12.

Ходовой винт имеет одну опору, в состав которой входят комбинированный 5 и радиальный шариковый 4 подшипники. Осевой натяг в комбинированном подшипнике регулируется гайкой 3, для стопорения которой применены винт и резьбовая шпонка. Шарико-винтовой механизм защищен от загрязнений телескопическими трубками 6.

9.5. ВЫБОР РЕГУЛИРУЕМОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ПРИВОДА ПОДАЧИ

Исходные данные. Электродвигатель для привода подачи выбирают исходя из действующих нагрузок, параметров механической характеристики привода, особенностей его цикла работы.

Необходимо задать минимальную и максимальную скорости рабочей подачи стола или суппорта, скорость быстрого хода, массу стола (суппорта), приспособления, обрабатываемой детали, диаметр, шаг и длину ходового винта, передаточное отношение редуктора, время разгона стола (суппорта) до скорости быстрого хода, продолжительность включения электродвигателя.

Нагрузки на привод обуславливаются силами резания, трения, инерции, тяжести перемещающихся узлов. Составляющие силы резания находят для разных операций, выполняемых на станке, для разных условий обработки (наиболее тяжелых, часто встречающихся). Параметры выбранного двигателя обуславливаются также характером законов его регулирования и управления в переходных режимах. Обычно регулирование осуществляется путем изменения напряжения на якоре при сохранении постоянного вращающего момента. При разгоне и торможении частота вращения ротора изменяется скачком, линейно или по другому закону, задаваемому системой ЧПУ.

Определение скорости вращения ротора двигателя. Скорость движения рабочего органа станка v (мм/мин) равна скорости минутной подачи. Передаточное отношение редуктора i определяется как отношение частоты вращения его выходного вала n_v к частоте вращения n_d вала двигателя. Когда конечным звеном привода служит передача винт—гайка с шагом p , частота вращения вала двигателя определяется по зависимости

$$n_d = v / (p i).$$

При применении передачи рейка—шестерня

$$n_d = v / (\pi D i),$$

где D — делительный диаметр зубчатого колеса, мм.

В частности, минимальной $v_{\min}$ и максимальной $v_{\max}$ скоростям рабочей подачи стола или суппорта (мм/мин) соответствуют минимальная и максимальная рабочие частоты двигателя (об/мин):

$$n_{\text{д min}} = v_{\min} / (pi),$$

$$n_{\text{д max}} = v_{\max} / (pi),$$

а скорости их быстрого хода $v_{\text{б.х}}$ — частота вращения:

$$n_{\text{б.х}} = v_{\text{б.х}} / (pi).$$

Определение приведенных моментов инерции. Приведенный к валу двигателя момент инерции механической части привода

$$I = I_{\text{д}} + I_{\text{п}} + I_{\text{в}} + I_{\text{м}} + I_{\text{р}},$$

где $I_{\text{д}}$ — момент инерции ротора двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ (приводится в каталоге двигателей); $I_{\text{п}}$ — приведенная к валу двигателя масса поступательно перемещающихся частей механизма, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $I_{\text{в}}, I_{\text{м}}, I_{\text{р}}$ — приведенные к валу двигателя моменты инерции соответственно винта, соединительной муфты, редуктора, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Приведенная к валу двигателя масса поступательно перемещающихся частей ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$), когда конечным звеном привода служит передача винт—гайка,

$$I_{\text{п}} = m p^2 i^2 / (4 \pi^2),$$

где m — масса исполнительного органа станка (вместе с приспособлением и заготовкой), кг ; p — шаг винта, м ; i — передаточное отношение цепи подачи.

Приведенный к валу двигателя момент инерции винта

$$I_{\text{в}} = \pi \bar{d}^4 l \rho i^2 / 32,$$

где $\bar{d}$ — средний диаметр винта, м ; l — длина винта, м ; ρ — плотность материала винта, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Момент инерции зубчатого колеса

$$I_{\text{к}} = \pi d^4 b \rho / 32,$$

где d — диаметр зубчатого колеса, м ; b — ширина венца, м ; ρ — плотность материала колеса, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Момент инерции редуктора, приведенный к валу двигателя,

$$I_{\text{р}} = I_1 + \sum I_j i_j^2,$$

где I_1 — момент инерции элементов редуктора, находящихся на валу двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; I_j — суммарный момент инерции j -го вала редуктора с закрепленными на нем зубчатыми колесами и другими элементами привода, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; i_j — передаточное отношение передач от вала двигателя к j -му валу редуктора; $i_j = n_j / n_1$; n_j — частота вращения j -го вала редуктора; n_1 — частота вращения электродвигателя.

Например, приведенный к валу двигателя момент инерции механизма, изображенного на рис. 9.9,

$$I_{\text{м}} = I_1 + I_2 i^2 + I_{\text{в}} i^2 + \frac{m p^2 i^2}{4 \pi^2},$$

где I_1 — момент инерции вала I и зубчатого колеса I ; I_2 — момент инерции зубчатого колеса 2; $I_{\text{в}}$ — момент инерции ходового винта; m — масса линейно перемещающихся частей привода; p — шаг винта; i — передаточное отношение зубчатой передачи.

Определение статического момента привода. Составляющими приведенного к валу двигателя момента статического сопротивления $M_{\text{с}}$ являются: момент $M_{\text{Р}}$ от силы резания, момент $M_{\text{Г}}$ от силы тяжести узлов, перемещаемых в вертикальной или наклонной плоскостях, момент $M_{\text{Т}}$ от силы трения в механизмах привода. Для определения моментов $M_{\text{Р}}$ и $M_{\text{Г}}$ находят проекции P и $G \sin \alpha$ силы резания и силы тяжести перемещаемых узлов на направление $D_{\text{С}}$ движения подачи (рис. 9.9).

Момент $M_{\text{Т}}$ равен сумме трех моментов, приведенных к валу двигателя: момента $M_{\text{Т.н}}$ от силы трения $F_{\text{Т.н}}$ в направляющих, момента $M_{\text{Т.в}}$ в винтовом механизме и момента $M_{\text{Т.п}}$ в опорах ходового винта.

Таким образом,

$$M_{\text{с}} = M_{\text{Р}} + M_{\text{Г}} + M_{\text{Т}} = M_{\text{Р}} + M_{\text{Г}} + M_{\text{Т.н}} + M_{\text{Т.в}} + M_{\text{Т.п}}.$$

Составляющие приведенного к валу двигателя момента статического сопротивления определяют в зависимости от типа тягового механизма привода. Если применена винтовая передача качения, то составляющие (Н·м) находят по следующим зависимостям:

$$M_{\text{Р}} = \frac{P p i}{2 \pi \eta_{\text{в}} \eta_{\text{р}}}, \quad (9.2)$$

где P — суммарная проекция сил резания на направление движения подачи, Н; p — шаг винтовой передачи, м; $\eta_{\text{в}}$ — КПД винтовой передачи (для винтовой передачи качения $\eta_{\text{в}} = 0,85 \dots 0,9$); $\eta_{\text{р}}$ — КПД редуктора (для одной пары зубчатых колес $\eta_{\text{р}} = 0,85 \dots 0,9$).

$$M_{\text{Г}} = \frac{G p i \sin \alpha}{2 \pi \eta_{\text{в}} \eta_{\text{р}}}; \quad (9.3)$$

$$M_{\text{Т.н}} = \frac{F_{\text{Т.н}} p i}{2 \pi \eta_{\text{в}} \eta_{\text{р}}}; \quad (9.4)$$

$$M_{\text{Т.в}} = \frac{M_{\text{х.х}} i}{\eta_{\text{р}}}. \quad (9.5)$$

Момент холостого хода шарико-винтового механизма вычисляют по зависимости

$$M_{\text{х.х}} = 0,5 P'_{\text{н}} k_z z_1 u d_{\text{к}} [\sin(\beta + \varphi) - \sin(\beta - \varphi)],$$

где P'_H — сила натяга, приходящаяся на один шарик, Н; k_z — коэффициент, учитывающий погрешности изготовления шарико-винтового механизма: $k_z = 0,8...0,9$; z_1 — число рабочих шариков в одном витке гайки; u — число рабочих витков гайки; d_K — диаметр цилиндра, на котором находятся точки контакта шариков с винтом, м; β — угол подъема винтовой канавки на ходовом винте; φ — приведенный угол трения; $\operatorname{tg} \varphi = f_K / (0,5 d_1 \sin \alpha)$; $f_K = 0,00001$ м — коэффициент трения качения; d_1 — диаметр шарика, м; α — угол контакта.

Приведенный к валу двигателя момент трения в опорах ходового винта

$$M_{T.п} = \frac{(P + F_{T.н}) \mu d_m k_i}{3 \eta_v \eta_p},$$

где μ — условный коэффициент трения: $\mu = 0,003...0,004$ м; d_m — средний диаметр подшипника, м; k — коэффициент, учитывающий конструкцию опор ходового винта ($k = 2$, если винт имеет одну дуплексированную опору, $k = 4$ при двух таких опорах, $k = 5$, если одна опора дуплексированная, другая одиночная).

Статический момент привода при установившемся движении рабочего органа на быстром ходу (рис. 9.10)

$$M'_c = M_G + M'_{T.н} + M_{T.в} + M_{T.п},$$

при обработке резанием

$$M''_c = M_P + M_G + M''_{T.н} + M_{T.в} + M_{T.п}.$$

Значения $M'_{T.н}$ и $M''_{T.н}$ приведенного момента, обусловленного трением в направляющих, различны, так как коэффициент трения в них зависит от скорости скольжения и нагрузки.

Выбор двигателя по статическому моменту привода. Исходя из статических моментов M'_c и M''_c , частот вращения вала двигателя при движении рабочего органа со скоростью быстрого хода $v_{б.х}$ и рабочей подачи v , проверяют, подходит ли предварительно выбранный двигатель для спроектированного привода. При этом пользуются механическими характеристиками соответствующих двигателей.

При повторно-кратковременном режиме работы с продолжительностью включения ПВ двигатель выбирают по моменту

$$M_{сПВ} = M''_c \frac{ПВ}{100}.$$

Двигатель подходит для привода, если выполняются два условия: 1) его номинальный момент M_H не меньше момента $M_{сПВ}$ во всем диапазоне частот вращения ротора, соответствующем полному диапазону рабочих подач стола или суппорта станка; 2) номинальный момент M_H не меньше момента

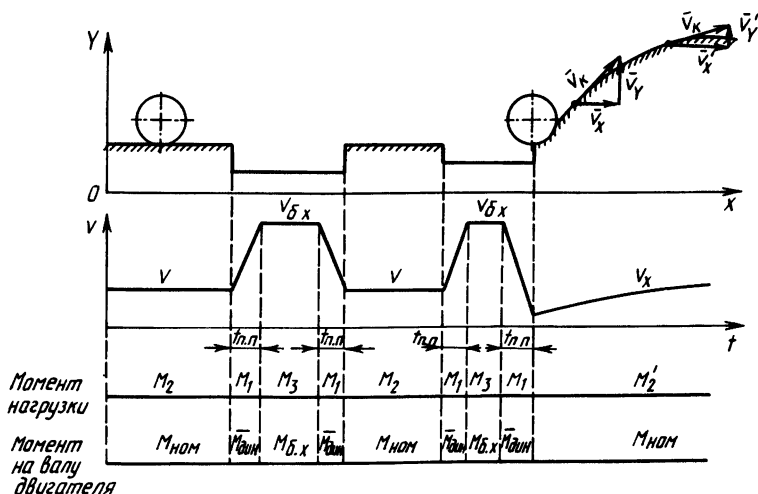


Рис. 9.10. Значения момента нагрузки, момента на валу двигателя и скорости рабочего органа при перемещении по координате

M'_c при установившемся движении рабочего органа на быстром ходу со скоростью $v_{б.х.}$, т.е. при вращении вала двигателя со скоростью $n \geq n_{б.х.}$, соответствующей $v_{б.х.}$.

По таблице технических данных и механической характеристике выбранного двигателя, относящейся к продолжительному и повторно-кратковременному режимам его работы, определяют все параметры двигателя.

Определение динамических моментов на двигателе. Динамический момент на двигателе возникает в переходных режимах работы стола или суппорта на холостом ходу (при разгоне или торможении), а также при обработке криволинейного контура детали (рис. 9.10). Он необходим для сообщения инерционным массам заданного ускорения.

Динамический момент на двигателе (Н·м) равен произведению приведенного к его валу момента инерции механической части привода I (кг·м²) на ускорение ϵ (рад/с²), которое должен развивать двигатель:

$$M_{дин} = I \epsilon.$$

Характер изменения ускорения ϵ определяется законом изменения сигнала управления двигателем [49]. При скачкообразном изменении сигнала двигатель разгоняется по экспоненциальному закону и

$$M_{дин} = \frac{0,2 v_{б.х.} I}{pt_{п.п.} i},$$

где $t_{п.п.}$ — время переходного процесса (разгона до скорости $v_{б.х.}$), с.

Динамический момент на двигателе при линейном изменении управляющего сигнала

$$M_{\text{дин}} = 0,2 aI / (pi) ,$$

где a — линейное ускорение рабочего органа, м/с.

При обработке криволинейного контура детали с постоянной контурной скоростью v_k скорость v_x подачи стола по координате X переменна (рис. 9.10), что приводит к появлению силы инерции. Момент от этой силы, приведенный к валу двигателя,

$$M'_{\text{дин}} = \frac{mv_k^2 i}{2\pi r \eta_v \eta_p} ,$$

где m — масса линейно перемещающихся частей станка, кг; r — радиус кривизны траектории, м; v_k — в м/с.

Таким образом, для предварительно выбранного двигателя определены следующие моменты (рис. 9.10):

момент в переходных режимах (при разгоне или торможении рабочего органа), необходимый для преодоления сил, вызванных трением в механизмах привода и тяжестью перемещающихся узлов, а также для сообщения инерционным массам заданного ускорения (или для обеспечения разгона за время не более $t_{п.п}$):

$$M_1 = M'_c + M_{\text{дин}} ;$$

момент при обработке резанием с постоянной по координате подачей, необходимый для преодоления сил резания и трения:

$$M_2 = M''_c ;$$

момент при обработке резанием с переменной по координате подачей, необходимый для преодоления сил резания, инерции и трения:

$$M'_2 = M''_c + M'_{\text{дин}} ;$$

момент при установившемся движении рабочего органа на быстром ходу, необходимый для преодоления трения в механизмах:

$$M_3 = M'_c .$$

Проверка двигателя по динамическим свойствам привода. По коммутационной кривой $b M_{\text{max}}(n)$ механической характеристики двигателя (см. рис. 3.4) определяют максимальный усредненный динамический момент двигателя (Н·м), необходимый для обеспечения его удовлетворительной коммутации при разгоне до скорости вращения $n_{б.х}$, соответствующей скорости быстрого хода $v_{б.х}$ стола или суппорта:

$$\bar{M}'_{\text{дин}} = \frac{1}{n_{б.х}} \int_0^{n_{б.х}} M_{\text{max}}(n) dn .$$

Если двигатель работает в повторно-кратковременном режиме с существенно переменной нагрузкой, строят нагрузочную диаграмму двигателя, откладывая по оси абсцисс промежутки времени t_i его работы, а по оси ординат — значения момента M_i в соответствующих промежутках. По нагрузочной диаграмме находят усредненный момент, развиваемый двигателем:

$$M_{\text{дв}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (M_i^2 t_i)}{\sum t_i}}.$$

В этом случае в качестве момента M_2 следует принять $M_{\text{дв}}$.

Параметры двигателя должны удовлетворять следующим неравенствам:

$$n_{\text{max}} \geq n_{\text{б.х}}; \bar{M}_{\text{дин}} \geq M_1;$$

$$M_{\text{н}} \geq M_2; M_{\text{б.х}} \geq M_3,$$

где $M_{\text{б.х}}$ — момент на двигателе при частоте вращения $n_{\text{б.х}}$, определяемый по его механической характеристике.

Двигатель, параметры которого соответствуют приведенным выше неравенствам, удовлетворяет статическим и динамическим требованиям. Если двигатель не удовлетворяет хотя бы одному неравенству, вместо него надо взять двигатель большего габарита и выполнить расчет снова.

Оптимизация привода подачи. В следящем приводе подачи механические и электрические процессы оказывают взаимное влияние. Поэтому его динамические свойства в значительной степени обуславливают точность, производительность, энергопотребление, надежность станка.

Характеристики следящих приводов существенно зависят от конструкции и качества их механической части. Необходимые параметры электрической части привода обеспечиваются корректирующими цепями регуляторов скорости и тока. Чтобы оптимальные свойства электрического привода сохранялись при соединении с механической частью, необходимо соблюдение условия [66]

$$\Omega_{\text{м}} \geq \Omega_{\text{н}} \sqrt{\frac{1 - e^{-0,7\lambda}}{2\xi_{\text{м}}(1 + \lambda)^{0,5}}}, \quad (9.6)$$

где $\Omega_{\text{м}}$ — парциальная собственная частота механической системы:

$$\Omega_{\text{м}} = \sqrt{c/I_{\text{м}}};$$

c — приведенная к валу двигателя жесткость упругого звена в расчетной одно-массовой колебательной системе, являющейся моделью механической части привода подачи; $\Omega_{\text{н}}$ — частота "излома" логарифмической амплитудно-частотной характеристики оптимального разомкнутого скоростного контура; $\Omega_{\text{н}} = 1/T$; T — постоянная времени разомкнутого скоростного контура; $\lambda = I_{\text{м}}/I_{\text{д}}$; $I_{\text{м}}$ — приведенный к валу двигателя момент инерции механической части системы; $I_{\text{д}}$ — момент инерции якоря двигателя; $\xi_{\text{м}}$ — коэффициент демпфирования технической системы.

Появление зазора в кинематической цепи, передающей движение от двигателя к исполнительному органу станка, сопровождается снижением собственной частоты колебаний механической части привода, нарушением условия (9.6) и возникновением автоколебаний. Появлению последних препятствует натяг в упругих звеньях, создаваемый моментом сухого трения на выходном звене привода.

Оптимальные свойства привода сохраняются, когда

$$M_T / (c \Delta) > 0,1,$$

где M_T — момент трения, приведенный к валу двигателя; Δ — приведенный к валу двигателя зазор в передачах.

9.6. РАСЧЕТ ОСЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ ПРИВОДА ПОДАЧИ

Осевую жесткость привода подачи определяют при расчете статической погрешности обработки и его динамических показателей. Сначала находят жесткость элементов привода (ходового винта, шарико-винтового механизма, опор качения и др.), стыков между сопрягаемыми деталями, а затем вычисляют суммарную жесткость или податливость механической части привода.

Методику расчета жесткости стыков и элементов привода рассмотрим на примере исполнительного механизма привода подач, изображенного на рис. 9.8. Необходимо учитывать: жесткость j_1 стыка "гайка—перемещаемый узел"; жесткость j_2 соединения "гайка—гильза"; жесткость j_3 стыка "гильза—корпус гайки"; жесткость j_4 шарико-винтового механизма; жесткость j_5 шарикового винта; жесткость j_6 стыка "шариковый винт—кольцо подшипника"; жесткость j_7 стыка "кольцо подшипника—базовая деталь"; жесткость j_8 комбинированного упорного подшипника; жесткость j_9 стыка "кольцо упорного подшипника—дистанционная втулка"; жесткость j_{10} стыка "дистанционная втулка—кольцо радиального подшипника"; жесткость j_{11} стыка "кольцо радиального подшипника—дистанционная втулка"; жесткость j_{12} стыка "дистанционная втулка—гайка"; жесткость j_{13} соединения "регулирующая гайка—шариковый винт".

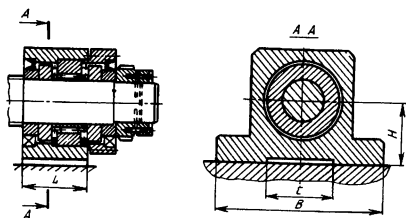
Жесткость стыка между гайкой и перемещаемым узлом (Н/мкм)

$$j_1 = \frac{\pi(D^2 - D_1^2)k_r}{4k_N}, \quad (9.7)$$

где D — максимальный диаметр стыка, мм; D_1 — минимальный диаметр стыка, мм; k_r — коэффициент, учитывающий фактическую площадь контакта между фланцем гайки и подвижным узлом; $k_N = 1 \text{ мкм} \cdot \text{мм}^2/\text{Н}$ — коэффициент нормальной контактной податливости.

Жесткость j_4 шарико-винтового механизма с предварительным натягом и возвратом шариков через вкладыши при $r_1/r_2 = 0,96$ определяют по зависимости (8.8). Жесткость j_5 ходового винта находят по зависимости (8.9). Жесткость стыка между ходовым винтом и кольцом подшипника

Рис. 9.11. Кронштейн



$$j_6 = \frac{\pi (d^2 - d_1^2) k_c + \pi (d_1^2 - d_0^2)}{4 k_N}$$

где d и d_1 — наружный и внутренний диаметры ходового винта; $k_c = 0,5$ — коэффициент, характеризующий площадь стыка с учетом сбега резьбы; d_0 — диаметр подшипника.

Жесткость стыка среднего (неподвижного) кольца подшипника и корпуса опоры

$$j_7 = \frac{\pi (D^2 - D_1^2)}{4 k_N}$$

где D — диаметр неподвижного кольца подшипника; D_1 — диаметр отверстия в опоре.

Расчетную жесткость j_8 комбинированного упорного подшипника можно найти по табл. 9.6.

Значения жесткости стыков $j_9, \dots, j_{12}$ вычисляют по зависимостям, аналогичным (9.7).

Если в качестве опорного узла ходового винта служит кронштейн (рис. 9.11), необходимо учитывать угловую и касательную жесткость стыка между ним и базовой деталью.

Стабильная жесткость стыка при $k_N = 1 \text{ мкм} \cdot \text{мм}^2/\text{Н}$ обеспечивается, если

$$\frac{zQ}{(B-C)L} - \frac{6Q_{\max}H}{(B-C)L^2} \geq 1,$$

где z — число крепежных винтов в опоре; Q — усилие затяжки крепежного винта; $Q_{\max}$ — наибольшее осевое усилие, действующее на ходовой винт.

Угловая жесткость стыка между кронштейном и базовой деталью

$$j_y = \frac{(B-C)L}{12 k_N H^2}.$$

Касательная жесткость стыка кронштейна и базовой детали

$$j_k = \frac{(B-C)L}{k_T},$$

где k_T — коэффициент касательной контактной податливости: $k_T = 1 \text{ мкм} \cdot \text{мм}^2/\text{Н}$.

Жесткость опоры ходового винта j_0 зависит от того, раскрывается ли стык в подшипнике под действием максимальной осевой нагрузки на винт $Q_{\max}$. Стык не раскрывается при соблюдении двух условий. Первое из них состоит в том, что сила предварительного натяга подшипника

$$P_H = Q_{\max} \left(\frac{j_c}{j_0} + \frac{2j_{\text{в}}}{j_0} + \frac{j_{\text{в}}}{j_c} \right),$$

где j_c — жесткость стыков между телами качения и дорожками подшипников; $j_{\text{в}}$ — жесткость проставочной втулки подшипника, Н/мкм.

Для комбинированных роликовых подшипников легкой и средней серий соответственно

$$j = 27d, \quad j_c = 30d,$$

где d — внутренний диаметр подшипника, мм.

Для радиально-упорных и шариковых упорных подшипников соответственно

$$j_c = 5d, \quad j_c = 10d.$$

Жесткость (Н/мкм) проставочной втулки подшипника

$$j_{\text{в}} = \frac{1000 F_{\text{в}}}{k_N + l/E},$$

где $F_{\text{в}}$ — площадь сечения проставочной втулки, м^2 ; l — длина втулки, м; E — модуль упругости материала втулки, Па.

Второе условие нераскрытия стыка в подшипнике состоит в том, что при создании предварительного натяга первоначальный зазор Δ в нем выбирается полностью: $j_c = Q_{\max} / \Delta$.

В случае нераскрытия стыка суммарная жесткость опоры привода, изображенного на рис. 9.8, может быть найдена из условия, что суммарная податливость опоры равна сумме податливостей ее элементов:

$$j_{\sigma}^{-1} = j_8^{-1} + j_9^{-1} + j_{10}^{-1} + j_{11}^{-1} + j_{12}^{-1} + j_{13}^{-1}.$$

Осевая жесткость привода подачи обуславливается не только жесткостью его элементов и стыков между ними, но и его компоновкой. Жесткость приводов, выполненных по схемам 1 и 2 (см. рис. 8.7),

$$j = (j_0^{-1} + j_{\text{х.в}}^{-1} + j_{\text{ш.м}}^{-1} + j_{\text{к.у}}^{-1})^{-1},$$

где $j_{\text{х.в}}$ — жесткость ходового винта; $j_{\text{ш.м}}$ — жесткость шарико-винтового механизма; $j_{\text{к.у}}$ — жесткость стыка между корпусом гайки и подвижным узлом.

Минимальная осевая жесткость привода подачи, имеющего компоновку по схеме 3 (при $l = 0,5L_0$),

$$j_{\min} = \left\{ \left[\left(j_{o_1}^{-1} + \frac{10^6 L_0}{2EF} \right)^{-1} + \left(j_{o_2}^{-1} + \frac{10^6 L_0}{2EF} \right)^{-1} \right]^{-1} \right\}^{-1},$$

где j_{o_1} и j_{o_2} — жесткость передней (у двигателя) и задней опор; E — модуль упругости материала ходового винта, Па; F — площадь поперечного сечения стержня ходового винта, м².

Минимальная осевая жесткость привода подачи, скомпонованного по схеме 4 (при $l = 0,5 L_0$ и $j_{o_1} = j_{o_2}$),

$$j_{\min} = (0,5 j_{o_1}^{-1} + 0,25 j_{x.v}^{-1} + j_{ш.м}^{-1} + j_{к.у}^{-1})^{-1}.$$

Расчетное значение жесткости привода должно быть не меньше требуемого. Если это условие не выполняется, необходимо выбрать передачу большего габарита и этим гарантировать требуемую осевую жесткость привода.

10. ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ ПОДАЧИ СО СТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ

10.1. СТРУКТУРЫ И МЕХАНИЗМЫ ПРИВОДОВ

Токарно-винторезные, вертикально-сверлильные и станки других типов имеют приводы подачи, кинематически связанные с главным приводом (рис. 10.1, *а, б*). Шпиндель получает вращение от электродвигателя M через коробку скоростей с регулируемым передаточным отношением i_n и ряд постоянных передач $i_{nп}$. Тяговый механизм привода подачи связан со шпинделем с помощью коробки передач или сменных колес с регулируемым передаточным отношением i_s и постоянных передач $i_{sп}$. Фрезерные и другие станки имеют привод подачи с отдельным электродвигателем (рис. 10.1, *в, г*).

Для изменения подачи применяют коробки передач с передвигными колесами или электромагнитными муфтами, сменные зубчатые колеса и специальные механизмы. Компактный механизм со ступенчатым конусом (рис. 10.2, *а*) позволяет получать от 4 до 12 ступеней подачи. В цепь подачи он может быть включен таким образом, что от конуса зубчатых колес движение с помощью колес z_1 и z_2 передается на вал II каретки или в обратном направлении — от вала II каретки на вал I конуса. Недостатком механизма является пониженная жесткость.

Механизм с вытяжной шпонкой (рис. 10.2, *б*) состоит из колес, находящихся в постоянном зацеплении. На валу I колеса закреплены, на валу II установлены свободно. Вытяжная шпонка, которую можно перемещать вдоль прорези в валу, входит в шпоночный паз одного из колес и связывает его

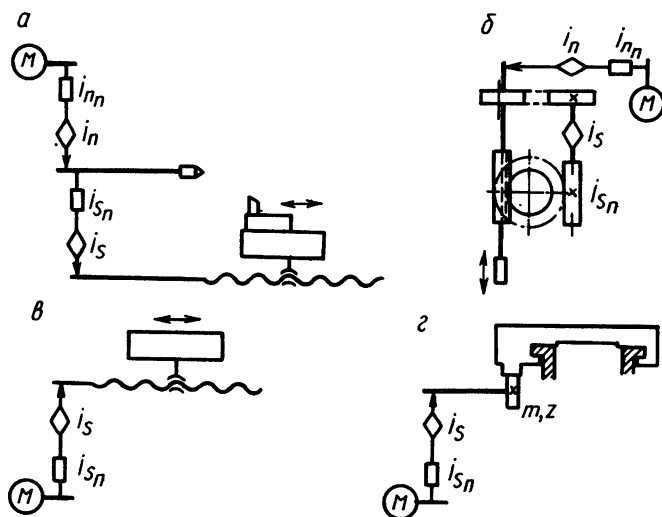


Рис. 10.1. Структуры приводов подачи со ступенчатым регулированием

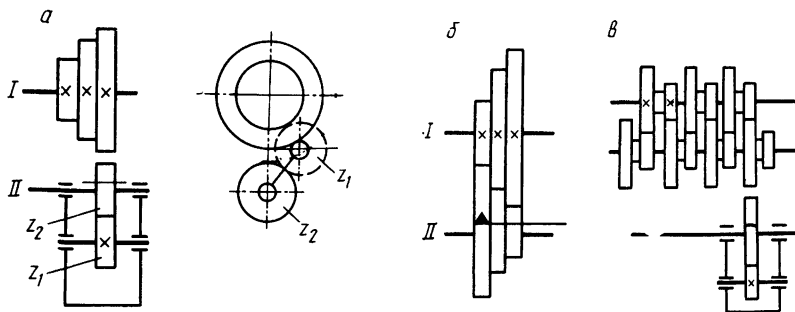


Рис. 10.2. Механизмы приводов подачи

с валом II. В этом компактном механизме можно установить косозубые колеса. Механизм имеет сравнительно малую жесткость.

Механизм типа меандра (рис. 10.2, в) состоит из нескольких одинаковых зубчатых блоков и передвижной каретки с насадным или передвижным колесом. Зубчатые блоки, за исключением одного, на валах установлены свободно. Передаточные отношения передач образуют геометрический ряд. Для механизма характерны малые осевые габариты, большой диапазон регулирования и в то же время пониженные жесткость и износостойкость.

Приводы подачи со ступенчатым регулированием применяют в универсальных неавтоматизированных станках, а также в редко переналаживаемых автоматах и полуавтоматах.

10.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Исходными данными при проектировании привода подачи со ступенчатым регулированием являются минимальная подача $S_{\min}$, максимальная подача $S_{\max}$, число ступеней подачи z , тип ряда подач (геометрический или арифметический), тип станка, для которого проектируется привод. С типом станка связаны структура привода подачи (общая или раздельная), характер движения подачи (непрерывное или периодическое), вид тягового механизма, уровни скорости подачи, необходимая точность настройки. Рассмотрим несколько случаев.

1. Проектируется раздельный привод подачи с регулированием по геометрическому ряду при применении в качестве тягового механизма винтовой передачи (см. рис. 10.1, в). Заданы значения минутной подачи $S_{\min}$ и $S_{\max}$.

По исходным данным определяют диапазон регулирования привода

$$R_S = S_{\max} / S_{\min} ,$$

знаменатель ряда подач

$$\varphi = \sqrt[z-1]{S_{\max} / S_{\min}} .$$

Т а б л. 10.1. Значения R_S и z_S

Группа станков	R_S	z_S
Токарные	10...60	24...60
Токарно-револьверные	20...40	6...16
Вертикально-сверлильные	4...25	3...8
Радиально-сверлильные	5...30	4...18
Горизонтально-расточные	30...150	8...18
Фрезерные	25...60	12...18

Значение R_S округляют до ближайшего, рекомендуемого для станков данного типа (табл. 10.1).

Получив значения подач ряда, округляют их до стандартных. Если крайние значения существенно отличаются от заданных, возможна коррекция z . В результате получают ряд подач:

$$S_1 = S_{\min}, S_2, \dots, S_z = S_{\max}.$$

Ориентируясь на существующие станки, принимают шаг ходового винта p . Определяют ряд его частот вращения (об/мин), соответствующий ряду подач:

$$n_1 = S_1/p, n_2 = S_2/p, \dots, n_z = S_z/p.$$

Дальнейший расчет привода подачи выполняют аналогично расчету главного привода. Одиночные передачи, необходимые для редукции частоты вращения, располагают между коробкой подач и тяговым устройством и этим уменьшают крутящие моменты на ее валах. Изменение передаточных отношений зубчатых передач в коробке подач допускается в интервале от 0,2 до 2,8.

2. Проектируется раздельный привод подачи с регулированием по геометрическому ряду при применении в качестве тягового механизма пары зубчатое колесо-рейка (см. рис. 10.1, з).

Ориентируясь на существующие станки, принимают число зубьев z_p и модуль m реечного колеса и вычисляют длину его делительной окружности $\pi m z_p$. Затем определяют ряд частот вращения реечного колеса (об/мин):

$$n_1 = \frac{S_1}{\pi m z_p}, n_2 = \frac{S_2}{\pi m z_p}, \dots, n_z = \frac{S_z}{\pi m z_p}.$$

3. Проектируется общий привод подачи с регулированием по геометрическому ряду при применении в качестве тягового механизма винтовой передачи (см. рис. 10.1, а). Подача задается в миллиметрах на оборот.

В качестве первого вала привода принимают шпиндель станка и за его расчетное число оборотов — 1 оборот. Частоты вращения ходового винта относят к одному обороту шпинделя.

4. Проектируется общий привод подачи с регулированием по геометрическому ряду при применении в качестве тягового механизма передачи зубчатое колесо — рейка (см. рис. 10.1, б). Подача задается в миллиметрах на оборот.

При построении графика частот вращения в качестве первого вала принимают шпиндель станка. За расчетное число оборотов шпинделя принимают 1 оборот. Частоты вращения реечного колеса относят к одному обороту шпинделя.

10.3. ВЫБОР АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ПРИВОДА ПОДАЧИ

Двигатели приводов подачи работают в режимах $S1, S3, \dots, S8$. Их выбирают по методике, используемой при выборе двигателя главного привода.

При проектировании привода задают цикл его работы. При этом указывают последовательность движений, определяют их длительность, задают время разгона (торможения), длительность пауз, число включений двигателя в течение часа. Находят силы резания при выполнении на станке разных операций, силу тяжести перемещающихся узлов, силы инерции, возникающие при разгоне и торможении стола или суппорта. Вычисляют силу трения в направляющих, а также момент холостого хода в механической части привода. Определяют приведенный к валу двигателя статический момент сопротивления привода, обусловленный силами трения:

$$M_c = M_{x.x} + M_{т.н} + M_{т.в} + M_{т.п},$$

где $M_{x.x}$ — момент холостого хода редуктора, Н·м; $M_{т.н}, M_{т.в}, M_{т.п}$ — приведенные к валу двигателя моменты от силы трения в направляющих, в винтовом механизме и в опорах ходового винта, Н·м.

Если в приводе применена винтовая передача скольжения, $M_{т.н}, M_{т.в}, M_{т.п}$ находят по зависимостям (9.4), (9.5) при $\eta_v = 0,3 \dots 0,4$. Когда конечным звеном привода подачи является передача зубчатое колесо—рейка,

$$M_{т.н} = \frac{F_{т.н} Di}{2\eta_k \eta_p},$$

где $F_{т.н}$ — сила трения в направляющих, Н; D — делительный диаметр реечного колеса, м; i — передаточное отношение редуктора; η_k — КПД передачи зубчатое колесо—рейка; η_p — КПД редуктора.

Для определения приведенных к валу двигателя моментов M_p и M_G от силы резания и силы тяжести перемещающихся узлов находят проекции P и $G \sin \alpha$ этих сил на направление движения подачи (α — угол между этим направлением и горизонтальной плоскостью). Если тяговым механизмом привода служит передача винт—гайка скольжения, моменты M_p и M_G находят по зависимостям (9.2) и (9.3) при $\eta_v = 0,3 \dots 0,4$. В случае применения передачи зубчатое колесо—рейка

$$M_p = \frac{P Di}{2\eta_k \eta_p},$$

$$M_G = \frac{G Di \sin \alpha}{2\eta_k \eta_p}.$$

Суммарный приведенный к валу двигателя момент статического сопротивления привода (H) в периоды цикла, когда выполняется резание,

$$M_{\Sigma} = M_c + M_P + M_G = M_{x.x} + M_{т.н} + M_{т.в} + M_{т.п} + M_P + M_G .$$

При выполнении установочных движений с постоянной скоростью двигатель нагружен приведенным статическим моментом:

$$M''_c = M'_c + M_G .$$

Приведенный к валу двигателя момент инерции элементов привода определяют, как и для привода с двигателем постоянного тока.

10.4. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ПРИВОДА

К вспомогательным приводам относятся приводы быстрых перемещений силовых столов, суппортов, бабок, поперечин, узлов для закрепления обрабатываемых деталей и т.д. Цикл работы узла обычно включает следующие элементы: разгон за короткий интервал времени до установившейся скорости; перемещение узла с постоянной скоростью в течение короткого интервала времени; отключение двигателя и длительная пауза, во много раз превышающая время его работы. Электродвигатели, работая в кратковременном режиме S2, не успевают нагреваться до допустимого предела. Их подбирают только по условиям пуска (трогания исполнительного органа). Двигатель выбирают в следующем порядке.

Определяют суммарный момент статического сопротивления $M_c = M_G + M_T$, где M_G — приведенный к валу двигателя момент от силы тяжести узла; M_T — приведенный к валу двигателя момент от сил трения в механизмах привода. По каталогу выбирают электродвигатель с номинальным моментом M_n . Проверяют двигатель по условиям пуска с учетом возможного понижения напряжения сети:

$$0,72 m_{\Pi} M_n > M_c ; 0,72 m_m M_n > M_c ,$$

где $m_{\Pi} = M_{\Pi} / M_n$, $m_m = M_{\min} / M_n$ — каталожные значения отношений пускового M_{Π} и минимального $M_{\min}$ моментов двигателя к номинальному.

Определяют момент инерции механизма, приведенный к валу двигателя, средний пусковой момент двигателя и время пуска t_{Π} двигателя с нагрузкой. Если t_{Π} не больше заданного, двигатель пригоден для проектируемого механизма.

10.5. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ПРИВодов ПОДАЧИ

Механизм подачи получает движение от отдельного электродвигателя или от шпинделя станка. Если необходимо обеспечить жесткую кинематическую связь между шпинделем и тяговым устройством, что требуется, например, при нарезании резьбы, ременную или цепную передачи в привод встраивать

нельзя. Кроме передач, необходимых для редукции и регулирования подачи, в привод включают устройство для реверсирования подачи, предохранительное устройство, цепь передач для быстрых ходов суппорта, устройство для включения механизма подачи.

В качестве устройств для реверсирования подачи применяют механизмы с цилиндрическими или коническими колесами, а также с составным зубчатым колесом. Предохранительное устройство помещают между коробкой подачи и тяговым устройством. Цепь передач для быстрых ходов суппорта может иметь привод или от отдельного электродвигателя или от привода подачи. Цепь быстрых ходов соединяют с цепью рабочих подач в самом конце последней. Устройство для включения механизма подачи выполняют в виде передвижного колеса, кулачковой или фрикционной муфты и помещают в начале цепи подачи.

Большинство валов, входящих в состав коробок передач, относятся к малонагруженным. Они вращаются медленно. Их диаметр обусловлен требованиями жесткости. Такие валы изготавливают из стали 45 и не подвергают упрочняющей термической обработке.

11. НАПРАВЛЯЮЩИЕ СКОЛЬЖЕНИЯ

11.1. ТРЕБОВАНИЯ К НАПРАВЛЯЮЩИМ

Проектирование направляющих включает выбор их типа, разработку конструкции, выбор системы смазывания и защитных устройств. Направляющие должны обеспечивать точность перемещения, движения или положения рабочего органа станка, быть жесткими, долговечными, обладать хорошими демпфирующими свойствами. При проектировании направляющих выполняют расчеты среднего или максимального давления, скорости изнашивания, критической скорости движения рабочего органа, жесткости.

Металлорежущие станки оснащают направляющими скольжения, качения и комбинированными. Направляющие скольжения могут быть с полужидкостной, жидкостной и газовой смазкой. Комбинированные объединяют достоинства направляющих разных типов.

Применяют направляющие прямолинейного и кругового движения, горизонтального, вертикального и наклонного исполнения.

Точность движения по направляющим рабочего узла, несущего заготовку или инструмент, зависит от первоначальной точности изготовления направляющих, жесткости и температурных деформаций корпусных деталей, зазоров в направляющих, обуславливающих переориентацию узлов при реверсе. Так, зазор в направляющих скольжения полужидкостного трения, составляющий 0,02...0,03 мм, приводит при реверсах к такому же по величине смещению (переориентации) рабочего органа и еще большему искажению траектории режущего инструмента.

Жесткость направляющих, обуславливающая смещение узлов под нагрузкой, зависит главным образом от типа направляющих. Из-за наличия регулировочных клиньев и прижимных планок, обладающих низкой собственной жесткостью, направляющие скольжения с полужидкостной смазкой имеют более низкую жесткость по сравнению с направляющими качения и комбинированными.

Силы трения в направляющих оказывают влияние на тепловыделение и их температурные деформации, мощность привода перемещающегося узла, рассогласование в следящей системе, погрешность позиционирования и зону нечувствительности. Силы трения зависят от типа направляющих (низкие — в аэростатических, гидростатических и направляющих качения, высокие — в направляющих скольжения с полужидкостной смазкой), а также от материалов пары трения, качества смазочного материала.

Разность ΔT сил трения покоя и движения, зависящая от разности Δf соответствующих коэффициентов трения, обуславливает погрешность позиционирования узла:

$$\delta = k \Delta T / j,$$

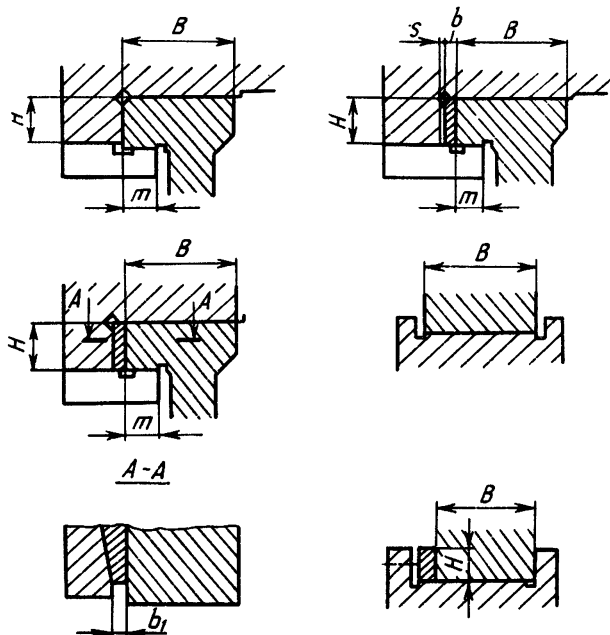
где j — жесткость привода подачи.

На разность коэффициентов трения покоя и движения оказывают влияние тип направляющих, материалы пары трения, вид трения.

11.2. НАПРАВЛЯЮЩИЕ С ПОЛУЖИДКОСТНОЙ СМАЗКОЙ

Формы направляющих. Прямоугольные (плоские) направляющие (рис. 11.1, а, табл. 11.1) просты по форме, технологичны при изготовлении и сборке. На горизонтальной несущей грани хорошо удерживается смазочный материал, но для удаления с нее стружки необходимы дополнительные устройства. Для регулирования зазоров требуются планки или клинья. Прямоугольные охватываемые направляющие применяются для попе-

Т а б л. 11.1. Размеры прямоугольных направляющих, мм



H	B					m		b (планка)	b_1 (клинь)	s
8	12;	16;	20;	25;	32	4;	5	2,5	2,5	0,5
10	16;	20;	25;	32;	40	5;	6	3	3	0,5
12	20;	25;	32;	40;	50	6;	8	3,5	3	0,5
16	25;	32;	40;	50;	60	8;	10	5	4	0,5
20	32	40;	50;	60;	80	10;	12	6	5; 6	0,5
25	40;	50;	60;	80;	100	12;	16	8	6; 8	0,5
32	50;	60;	80;	100;	125	12;	16; 20	8; 10	6; 8	1
40	60;	80;	100;	125;	160	16;	20; 25	10; 12	8; 10	1
(45)	60;	80;	100;	125;	160	16;	20; 25	12; 15	8; 10	1
50	80;	100;	125;	160;	200	20;	25; 32	12; 15	8; 10	1
(55)	80;	100;	125;	160;	200	20;	25; 32	15; 18	8; 10	1
60	100;	125;	160;	200;	250	25;	32	15; 18	10; 12	1

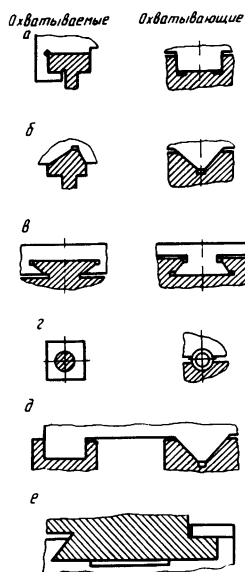


Рис. 11.1. Формы направляющих

речин, стоек, консолей станков разных типов, в протяжных, тяжелых токарных и агрегатных станках (для силовых головок и столов).

Треугольные (призматические) направляющие (рис. 11.1, б, табл. 11.2, 11.3) в изготовлении сложнее прямоугольных. Охватываемые направляющие плохо удерживают смазочный материал. Благодаря автоматическому устранению зазоров под действием силы тяжести подвижного узла точность его положения повышается. При одинаковом нагружении обеих граней направляющие делают симметричными с углом 90° . В случае разной нагрузки на грани более нагруженную из них делают шире. Область применения охватываемых направляющих — станины токарных, револьверных, координатно-расточных станков, направляющие плиты силовых столов повышенной точности агрегатных станков. Охватывающими направляющими (V-образными) снабжают станины продольно-строгальных станков.

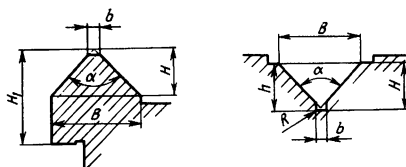
Трапецевидные направляющие (типа "ласточкин хвост") имеют малые габариты по высоте (рис. 11.1, в), регулируются одним клином или планкой. Направляющие сложны в изготовлении, плохо работают при большом опрокидывающем моменте, в них возникают большие силы трения. Охватываемые направляющие применяют при проектировании салазок суппорта токарных станков, охватывающие — для столов фрезерных станков, станин поперечно-строгальных станков.

Цилиндрические направляющие охватываемого типа (рис. 11.1, г) имеют низкую жесткость, требуют сложных устройств для регулирования зазоров, применяются при небольших ходах рабочих органов.

Направляющие комбинированного типа сохраняют преимущества направляющих тех форм, из которых они состоят. Например, охватывающие направляющие, в которые входят одна прямоугольная и одна треугольная (рис. 11.1, д), применяют для станин шлифовальных, координатно-расточных, продольно-строгальных, продольно-фрезерных и токарных станков; такие же направляющие охватываемой формы — для станин токарных станков. Направляющие, которые представляют собой комбинацию прямоугольной и половины трапецевидной (рис. 11.1, е), используют, когда на суппорт действует опрокидывающий момент, когда требуется обеспечить повышенную жесткость регулировочных планок или клиньев, расположенных со стороны отрыва.

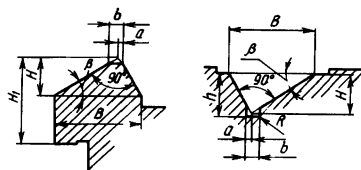
Накладные направляющие. Применение накладных направляющих позволяет повысить износостойкость и точность станка, улучшить его ремонтпригодность.

Т а б л. 11.2. Размеры треугольных симметричных направляющих, мм



H	H ₁	B при α		b	h	R
		90°	120°			
6	12; 14; 16	12	—	1	7	0,3
8	16; 18; 20	16	—	1,5	9	0,3
10	20; 22; 25	20	—	2	11	0,5
12	25; 28; 32	24	—	2	13	0,5
16	32; 36; 40	32	—	3	17	1
20	40; 45; 50	40	—	3	21	1
25	50; 55; 60	50	86,6	5	27	1,5
32	60; 70; 80	64	110,9	5	34	1,5
40	80; 90; 100	80	138,6	8	42	2
50	100; 110; 125	100	173,2	10	53	3
60	125; 140; 160	120	207,9	12	63	3

Т а б л. 11.3. Размеры треугольных несимметричных направляющих, мм



H	H ₁	B при β			b	h	R
		20°	25°	30°			
10	20; 22; 25	—	26,1	23,1	2	11	0,5
12	25; 28; 32	—	31,3	27,7	2	13	0,5
16	32; 36; 40	—	41,8	37	3	17	1
20	40; 45; 50	—	52,2	46,2	3	21	1
25	50; 55; 60	77,8	65,3	57,7	5	27	1,5
32	60; 70; 80	99,6	83,5	73,9	5	34	1,5
40	80; 90; 100	124,5	104,4	92,4	8	42	2
50	100; 110; 125	155,6	130,5	115,5	10	53	3
60	125; 140; 150	186,7	156,6	138,6	12	63	3

П р и м е ч а н и е. При β, равном 20, 25 и 30°, а соответственно составляет 0,12 b, 0,18 b и 0,25 b.

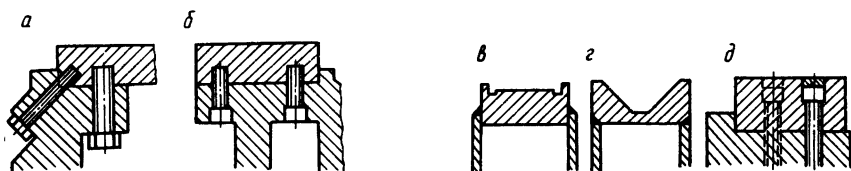


Рис. 11.2. Накладные направляющие

Закаленные планки, изготовленные из стали или легированного чугуна, к чугунной станине прикрепляют винтами (рис. 11.2, а, б, д), а к стальной приваривают (рис. 11.2, в, г). Чтобы не повредить рабочую поверхность направляющей, крепление производят с противоположной ей стороны (рис. 11.2, а, б). Если планки крепят со стороны рабочей поверхности, то после завинчивания винты закрывают пробками, изготовленными из бронзы или из того же материала, что и планка (рис. 11.2, д). С помощью бурта или паза на станине винты разгружают от поперечной силы.

Закаленную стальную ленту толщиной 0,25 мм к направляющим станины приклеивают или прижимают продольными планками или винтами. Пластины из бронзы или ленты из наполненного фторопласта приклеивают к направляющим подвижного узла (стола, салазок, бабки).

Требования к материалам для направляющих. Материалы, применяемые для направляющих скольжения с полужидкостной смазкой, должны обладать высокой износостойкостью, особенно в условиях абразивного изнашивания. Коэффициент трения покоя необходимо иметь низкий, а коэффициент трения движения низкий и мало зависящий от скорости движения. Предъявляются высокие требования и к обрабатываемости материалов, особенно в отношении параметров шероховатости.

Направляющие неподвижной детали целесообразно изготавливать из более твердого и износостойкого материала по сравнению с материалом для направляющих подвижной детали.

Направляющие из серого чугуна. В связи с тем что базовые детали станков часто изготавливают из серого чугуна, пару трения чугун—чугун широко применяют для направляющих станков, хотя износостойкость ее недостаточна. Износостойкость чугунных направляющих прецизионных станков повышают путем легирования материала станины или накладных планок никелем, хромом, молибденом. С этой же целью производят поверхностную закалку одной из сопряженных поверхностей до 48...53 HRC₃ с нагревом токами высокой частоты или газопламенным методом, а также объемную закалку планок из легированного чугуна. Повышают износостойкость направляющих хромированием (слой хрома толщиной 25...30 мкм обеспечивает твердость направляющей до 62...72 HRC₃ и повышение износостойкости в 4—5 раз), напылением износостойких покрытий. Коэффициент трения покоя в чугунных направляющих с полужидкостной смазкой высокий — в среднем равен 0,25, что обуславливает большую силу трения и соответствующую ей недопустимую для ряда станков (например, с ЧПУ) деформацию привода подачи. Значительная разность коэффициентов трения покоя и движения (в среднем 0,09) вы-

зывает относительно большую погрешность позиционирования (до 0,01... 0,02 мм).

Пару чугуны—чугун допускается использовать для направляющих станков, выполняющих легкие работы, хорошо защищенных от загрязнений, с удовлетворительным смазыванием, а также для редко работающих или неотчетливых направляющих.

Направляющие из стали. Накладные направляющие скольжения имеют вид массивных планок прямоугольной или треугольной формы. Их рабочая поверхность должна обладать высокой износостойкостью в условиях абразивного изнашивания. Поэтому твердость поверхности должна быть не менее 58 HRC [83]. Для треугольных планок толщиной 40 мм и длиной до 1000 мм рекомендуется сталь 18ХГТ, упрочняемая цементацией и последующей объемной закалкой, а для планок толщиной 50...115 мм и длиной до 2500 мм — сталь 8ХФ, подвергаемая закалке с индукционным нагревом. Короткие треугольные планки (длиной до 600 мм) изготавливают из стали ШХ15СГ с объемной закалкой, прямоугольные планки сечением 25×500 мм — также из стали ШХ15СГ или 9ХС, планки сечением от 40×500 мм до 100×2500 мм — из стали 8ХФ. Для направляющих станков высокой точности рекомендуются азотируемые стали 30ХЗМФ и 38ХМЮА.

Стальные направляющие рекомендуются для станков с числовым программным управлением, станков, предназначенных для цехов крупносерийного и массового производства, а также для легких и средних универсальных.

Направляющие из наполненного фторопласта. Наполненный фторопласт — это полимерный материал с наполнителем из бронзы, кокса, графита, дисульфида молибдена, играющих роль смазочного материала. Наполненный фторопласт Ф4К15М5-Л-ЭА в виде ленты толщиной 1,7 мм с помощью эпоксидной смолы наклеивают на направляющие стола, суппорта, салазок. Коэффициент трения в направляющих из наполненного фторопласта в паре с чугуном или закаленной сталью составляет 0,04...0,06 и в области низких скоростей скольжения мало изменяется. Для таких направляющих характерны малая сила трения, высокая износостойкость, достаточная жесткость, удовлетворительная равномерность подачи, высокие точность и чувствительность позиционирования (зона нечувствительности по сравнению с традиционными направляющими скольжения с парой трения чугуны—чугун снижается в 3—6 раз). Направляющие из наполненного фторопласта применяют в станках с ЧПУ, тяжелых и высокоточных. При использовании нелегированного масла коэффициент трения f в паре чугуны—чугун при переходе к движению резко уменьшается, что приводит к колебаниям скорости скольжения в области малых скоростей. В паре наполненный фторопласт — чугуны коэффициент f при переходе к движению не снижается, это обеспечивает ее хорошие антискачковые свойства. При смазывании антискачковым маслом коэффициент трения у наполненного фторопласта почти не изменяется, у других материалов снижается до 0,1, но остается вдвое выше по сравнению с наполненным фторопластом.

Накладки из наполненного фторопласта наклеивают на направляющие столов, салазок, бабок, поперечин, а также на клинья, регулировочные и прижимные планки. Ленту приклеивают с помощью клеевой композиции, состоящей из эпоксидной смолы, наполнителя (диоксида титана) и отвердителя, который вводят в смоляную часть композиции непосредственно перед операцией

склеивания. Направляющие из пластмассы обрабатывают не ранее чем через 48 ч после склеивания: фрезеруют смазочные канавки, сверлят (со стороны ленты) отверстия для подвода масла, шабруют, промывают бензином или минеральным маслом малой вязкости. Наряду с шабрением производится обработка фрезерованием или шлифованием на станках высокой точности.

Конструкция накладной направляющей из наполненного фторопласта приведена на рис. 11.3. Лента 1 помещается в углубление, обработанное на направляющей стола 2 (рис. 11.3, б). Для фиксации ленты при приклеивании и повышения прочности крепления ее концов к обоим торцам стола больших габаритов приклеивают текстолитовые планки 3, которые дополнительно крепят винтами 4. Если планки не предусмотрены, расстояние от конца приклеенной накладки до торца стола должно составлять 5 мм (рис. 11.3, в). Для защиты боковых кромок направляющих от смазочного масла и охлаждающей жидкости используют антифрикционные пастообразные эпоксидные компаунды (рис. 11.3, г). Смазочные канавки на горизонтальных направляющих из наполненного фторопласта выполняют тех же конфигураций, что и на чугунных. Предпочтительными считаются поперечные канавки с подводом масла в каждую (рис. 11.3, а). Ширина канавки b выбирается в зависимости от ширины направляющей c :

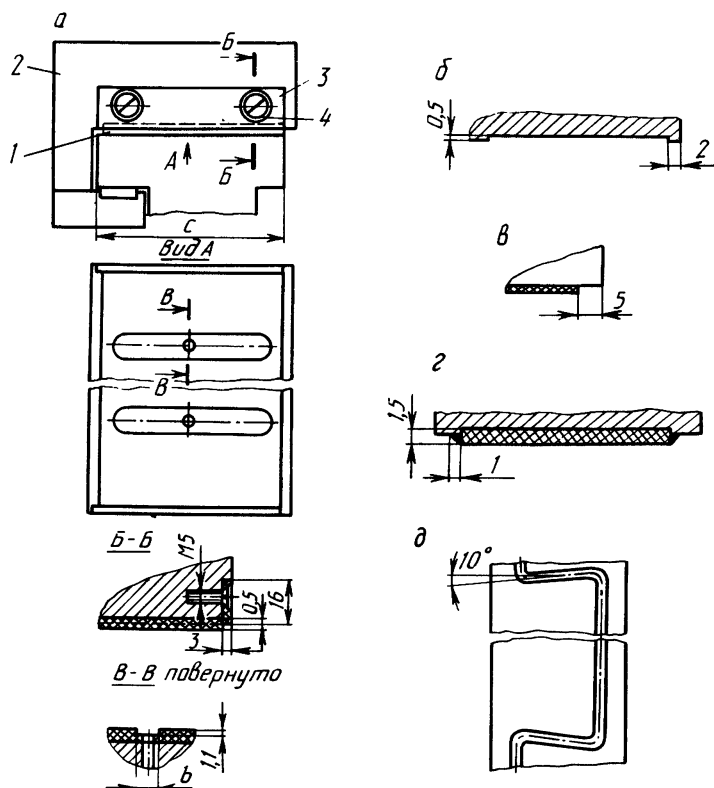


Рис. 11.3. Конструкция накладных направляющих из наполненного фторопласта

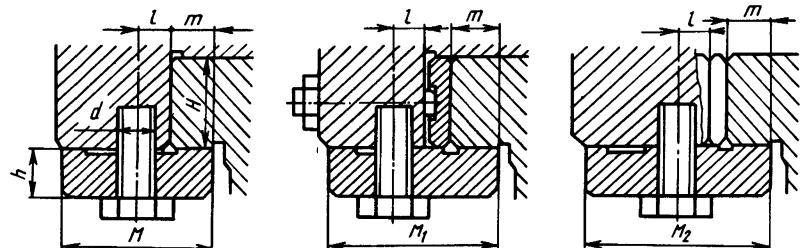
c, мм	20...30	30...40	40...60	60...100	100...200	200...300
b, мм	4	6	8	10	18	25

На направляющих узлов, перемещающихся вертикально, смазочную канавку изготавливают S-образной формы (рис. 11.3, *д*); с целью лучшего удержания масла поперечные ее участки изготавливают с небольшим наклоном. Канавки следует располагать в зоне, отстоящей на 8...10 мм от краев направляющей и на 20 мм от концов.

Устройства для регулирования зазоров в направляющих. Предусматривая регулирование зазоров, упрощают технологию изготовления направляющих. Кроме того, регулированием зазоров периодически устраняют последствия их изнашивания.

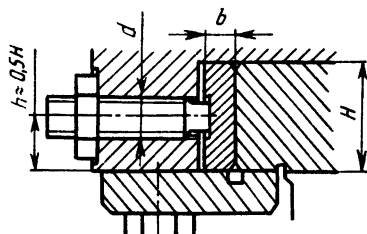
Прижимными планками (табл. 11.4) после пригонки по их базовой поверхности создают необходимые зазоры в горизонтальной плоскости направляющих. Регулировочными планками (табл. 11.5, 11.6) изменяют зазоры в прямоугольных и трапецевидных направляющих, когда на их боковую плоскость действуют относительно малые силы. Зазоры регулируют винтами или пальцами с эксцентричным элементом. Регулировочные клинья с уклоном от 1:40 до 1:100, перемещаемые в продольном направлении (рис. 11.4), применяют для направляющих с тяжелыми условиями работы, при необходимости тонкого регулирования зазоров или повышенных требованиях к жесткости.

Т а б л. 11.4. Размеры прижимных планок, мм



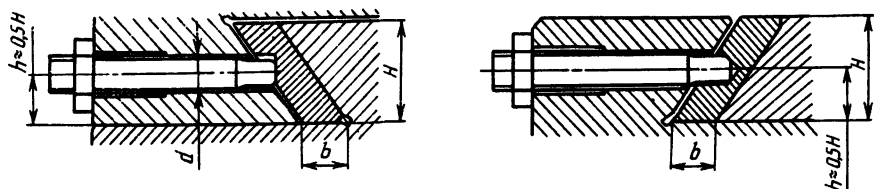
<i>m</i>	<i>H</i>	<i>h</i>	<i>M</i>	<i>M</i> ₁	<i>M</i> ₂	<i>d</i>	<i>l</i>
4	8	4	12	16	20	M4	4
5	8; 10	5	15	20	25	M5	5
6	10; 12	6	20	25	32	M6	6
8	12; 16	8	25	32	40	M8	7
10	16; 20	10	32	40	50	M10	9
12	20; 25; 32	12	40	50	60	M12	11
25				60			
16	32; 40 (45)	16	50	70	70	M16	14
32				70			
20		20	60	80	80	M16	14
40 (45) ; 50 (55)				80			

Т а б л. 11.5. Размеры регулировочных планок для прямоугольных направляющих, мм



H	b		d
	1-й ряд	2-й ряд	
8	—	2,5	M4
10	—	3	
12	—	3,5	M5
16	—	5	M6; M8
20	—	6	M10
25	—	8	
32	8	10	M12
40	10	12	M16
(45); 50	12	15	

Т а б л. 11.6. Размеры регулировочных планок для трапецевидных направляющих, мм



H	b		
	1-й ряд	2-й ряд	
6	—	5	M3
8	—	5	M4
10	5	6	M5
12	6	8	M6
16	8	10	M8
20	10	12	M10
25	10	12	M10
32	12	15	M12
40	15	18	M16
50	15	18	M16; M20

Рис. 11.4. Регулировочные клинья

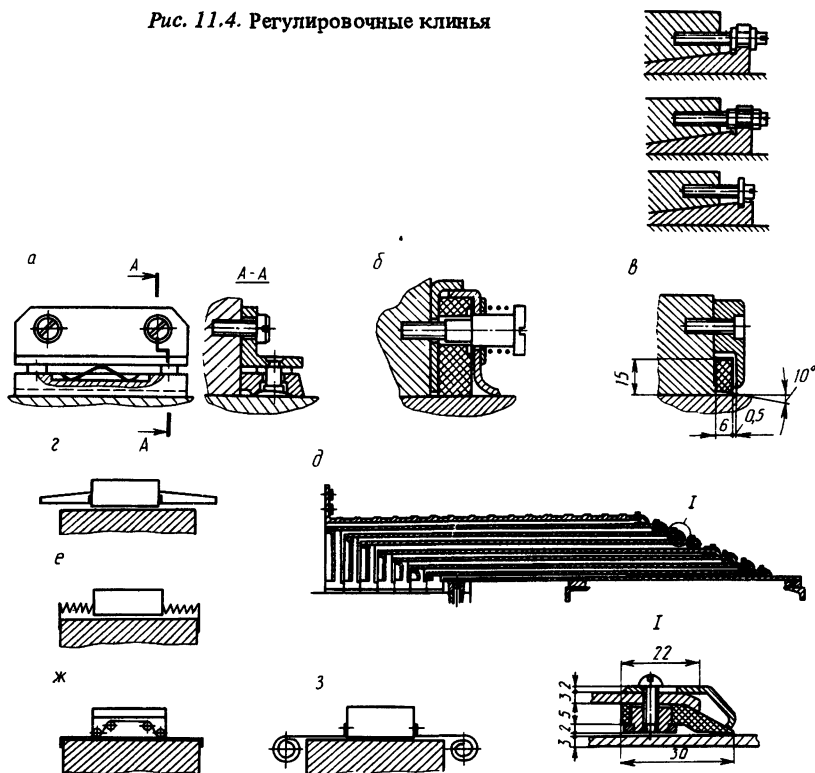


Рис. 11.5. Устройства для защиты направляющих от загрязнений

С целью снижения податливости направляющих планку или клин располагают на их менее нагруженной боковой стороне.

Устройства для защиты направляющих. Защитные уплотнения выполняют в виде металлических скребков, прикрепленных к торцу стола, суппорта, салазок и прижимаемых к направляющим благодаря собственной упругости или пружине (рис. 11.5, а), а также в виде войлочных (рис. 11.5, б), полимерных или комбинированных уплотнений. Металлические скребки не предохраняют зону трения от мелких частиц загрязнений, войлочные уплотнения сами быстро загрязняются и истирают поверхность направляющих. Рабочие поверхности лучше очищают резиновые и пластмассовые уплотнения (рис. 11.5, в), применяемые самостоятельно или в комбинации с другими защитными устройствами.

Продольные щитки в виде металлических планок или кожухов (по одному на каждую направляющую) прикрепляют к подвижному или неподвижному узлу (рис. 11.5, г). Щитки могут быть снабжены уплотнениями или образовывать лабиринтное уплотнение.

Телескопические щитки с уплотнениями (рис. 11.5, д) имеют хорошие эксплуатационные свойства и применяются в средних и тяжелых станках.

Гармоникообразные меха (рис. 11.5, е) служат для защиты направля-

щих шлифовальных, заточных, зубообрабатывающих и других станков в тех случаях, когда на защитное устройство не попадает острая или горячая стружка.

Стальная лента, применяемая для защиты направляющих, может быть закреплена у торцов станины и проходить внутри стола (рис. 11.5, ж) или станины. При использовании двух лент одним концом они прикрепляются к столу, а с противоположной стороны наматываются на барабаны у торцов станины (рис. 11.5, з).

Смазывание направляющих. Подачей жидкого смазочного материала на направляющие скольжения создают на их рабочих поверхностях режим смешанного трения, в результате чего значительно снижается скорость изнашивания.

Вязкость смазочного материала выбирают в зависимости от условий трения. Если давление в контакте высокое, а скорость скольжения малая, необходимо применять смазочные материалы относительно большой вязкости. Например, горизонтальные направляющие в узле подачи при значительном нагружении следует смазывать маслом с кинематической вязкостью около $10 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$, а направляющие, работающие при малых и средних нагрузках, — маслом с вязкостью $(2,7 \dots 6,5) \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$.

Для снижения коэффициента трения покоя и движения в направляющих скольжения узлов при малых скоростях движения, а следовательно, и для обеспечения равномерности малых подач, повышения точности и чувствительности установочных перемещений столов, суппортов и других узлов применяют антискачковые масла. В них содержатся присадки, способствующие образованию прочной масляной пленки на контактирующих поверхностях, которая сохраняется при малых скоростях скольжения и высоких давлениях в контакте. Для смазывания горизонтальных направляющих станков общего назначения рекомендуется применять масла ИНСп-20 и ИНСп-40, причем первое масло пригодно для системы смазывания, общей с гидросистемой. Для вертикальных направляющих и горизонтальных с вертикальными гранями большой площади наиболее подходит масло ИНСп-110.

Поверхности, смазываемые антискачковыми маслами, следует хорошо защищать от загрязнений. Применение этих дорогих масел должно быть экономически оправдано.

Смазочный материал подается на направляющие скольжения разными способами. Обычно применяют централизованные циркуляционные смазочные системы последовательного и импульсного типов. Реже используются проточные системы с ручным насосом, с индивидуальными масленками, с роликами, фитильная.

Смазочный материал подается на направляющие со стороны перемещающегося узла или со стороны неподвижного. С помощью распределителя 1 (рис. 11.6) смазочный материал подводится ко всем рабочим поверхностям направляющих. От смазочных точек по канавкам он распределяется по всей площади контакта (рис. 11.6, б). Число k поперечных канавок выбирается в зависимости от отношения длины направляющей l к ее ширине b :

$$\frac{l}{b} \quad k$$

$$10 \quad 1 \dots 4$$

20	3...8
30	5...12
40	7...20

При этом большее число канавок берут для более нагруженных направляющих

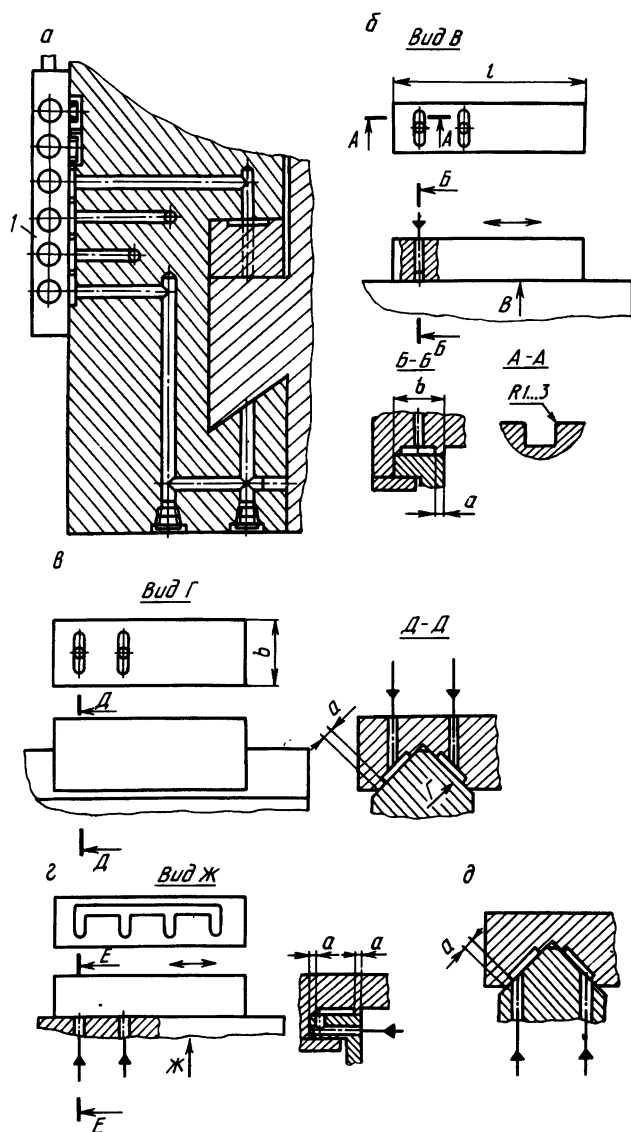


Рис. 11.6. Схемы способов подвода смазочного материала к направляющим: а — от маслораспределителя; б, в — со стороны подвижного узла; г, д — со стороны неподвижного узла

Размеры канавок задают в зависимости от ширины направляющих:

b , мм	a , мм
Менее 50	6...10
50...100	10...20
100...200	20...30
Свыше 200	30...35

Расчет направляющих. В результате расчета находят размеры направляющих, удовлетворяющие критериям износостойкости и жесткости.

Для обеспечения износостойкости размеры направляющих выбирают такими, чтобы наибольшие давления на их рабочих поверхностях были ниже допустимых. Для обеспечения жесткости ограничивают контактные деформации на рабочих поверхностях.

Если собственные деформации сопряженных базовых деталей существенно ниже контактных деформаций направляющих, базовые детали считают абсолютно жесткими и давления на рабочих поверхностях направляющих определяют приближенным методом. При этом предполагают, что по длине направляющих давление в контакте изменяется линейно, а по ширине остается постоянным. Этот метод изложен ниже. Когда собственные деформации базовых деталей, таких как длинные столы, ползуны, суппорты, сравнимы с контактными деформациями в направляющих, расчет направляющих выполняют на основе теории балок и плит на упругом основании.

Методику расчета направляющих на износостойкость рассмотрим применительно к прямоугольным направляющим. Ширина их рабочих граней на рис. 11.7 обозначена буквами a , b и c , расстояние между серединами граней — буквой e , длина стола — l . Начало координат O выбрано так, чтобы ось Z делила пополам ширину a направляющей и длину l стола.

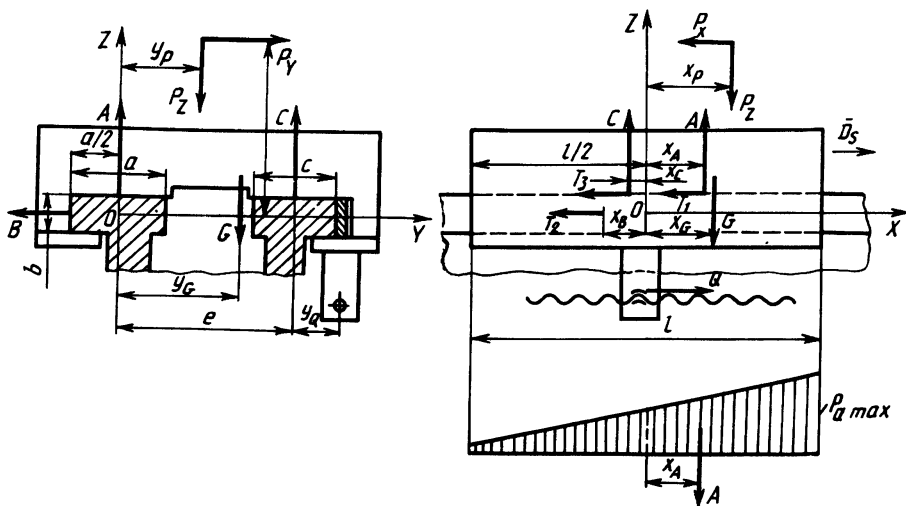


Рис. 11.7. Расчетная схема направляющих

В момент, когда производится резание, стол нагружен следующими силами: тяговой Q ; тяжести G подвижных частей; резания с составляющими P_X , P_Y и P_Z ; реакциями A , B и C рабочих граней направляющих; трения в направляющих T_1 , T_2 и T_3 ($T_1 = fA$, $T_2 = fB$, $T_3 = fC$, где f — коэффициент трения).

Уравнения равновесия подвижного узла:

$$\Sigma X = 0; -P_X + Q - fA - fB - fC = 0;$$

$$\Sigma Y = 0; P_Y - B = 0;$$

$$\Sigma Z = 0; -P_Z - G + A + C = 0;$$

$$\Sigma M_X = 0; P_Y z_P + P_Z y_P + G y_G - C e = 0;$$

$$\Sigma M_Y = 0; P_Z x_P - P_X x_P + G x_G - Q z_Q - A x_A + C x_C \approx 0;$$

$$\Sigma M_Z = 0; P_X y_P + P_Y x_P - Q(e + y_Q) - fBa - Bx_B + fCe = 0.$$

Из первых четырех уравнений находят реакции граней направляющих и тяговую силу:

$$A = P_Z + G - 1/e (P_Y z_P + P_Z y_P + G y_G);$$

$$B = P_Y;$$

$$C = 1/e (P_Y z_P + P_Z y_P + G y_G);$$

$$Q = P_X + f(P_Y + P_Z + G).$$

Определяют средние давления на направляющих:

$$p_a = A/(al); p_b = B/(bl); p_c = C/(cl).$$

Максимальные давления $p_{a \max}$, $p_{b \max}$, $p_{c \max}$ могут быть определены, исходя из эпюр давления, характер которых связан со значениями координат x_A , x_B , x_C равнодействующих реакций. Для их определения используются два последних уравнения равновесия стола и дополнительное уравнение перемещений, являющихся результатом деформирования поверхностей рабочих граней. Это уравнение следует из предположения, что момент внешних сил относительно оси Y

$$M'_Y = P_Z x_P - P_X x_P + G x_G,$$

равный моменту реакций направляющих относительно той же оси

$$M'_Y = A x_A - C x_C,$$

распределяется между направляющими пропорционально их жесткости, которая сама пропорциональна их ширине. Следовательно, уравнение перемещений имеет вид

$$\frac{A x_A}{C x_C} = \frac{a}{c}.$$

Из приведенных уравнений находят координаты x_A, x_B, x_C . По их значениям можно судить о характере эпюр давления на направляющих. Например, при $x_A = 0$ соответствующая эпюра представляет собой прямоугольник, при $x_A = l/6$ — треугольник, при $0 < x_A < l/6$ — трапецию. Когда $x_A > l/6$, рабочая грань направляющей нагружена не на всей длине, а нагрузка действует на нижнюю планку.

Максимальные давления на направляющих определяют по зависимостям

$$p_{a \max} = \frac{A}{al} \left(1 + \frac{6x_A}{l} \right);$$

$$p_{b \max} = \frac{B}{bl} \left(1 + \frac{6x_B}{l} \right);$$

$$p_{c \max} = \frac{C}{cl} \left(1 + \frac{6x_C}{l} \right).$$

Считается, что износостойкость направляющих будет достаточной, когда при малой скорости скольжения максимальное давление не выше 2,5...3 МПа, при большой скорости — не выше 1...1,2 МПа. Допустимое среднее давление равно половине допустимого максимального, а для направляющих прецизионных и тяжелых станков — 0,1...0,2 МПа.

Расчет направляющих на жесткость включает определение контактных деформаций их рабочих граней в предположении, что они пропорциональны давлениям p на гранях:

$$\delta = kp,$$

где k — коэффициент контактной податливости (принимают $k = 10 \text{ мкм} \cdot \text{мм}^2 / \text{Н}$).

Деформации приводят к точке приложения силы резания и вычисляют ту их составляющую, с которой наиболее тесно связана погрешность обработки.

11.3. ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ НАПРАВЛЯЮЩИЕ

Свойства направляющих. Гидростатические направляющие являются направляющими с жидкостной смазкой. Масляный слой между сопряженными поверхностями создается путем подачи масла под давлением в зазор между ними.

Гидростатические направляющие практически не изнашиваются, имеют хорошую демпфирующую способность, обеспечивают высокую точность и равномерность движения, а также точное позиционирование. Переориентация подвижного узла на гидростатических направляющих составляет всего 0,001...0,002 мм. Жесткость таких направляющих несколько ниже жесткости направляющих других типов.

При гидростатических направляющих требуются громоздкая гидросистема, хорошая фильтрация масла и тщательный уход. Применение таких направ-

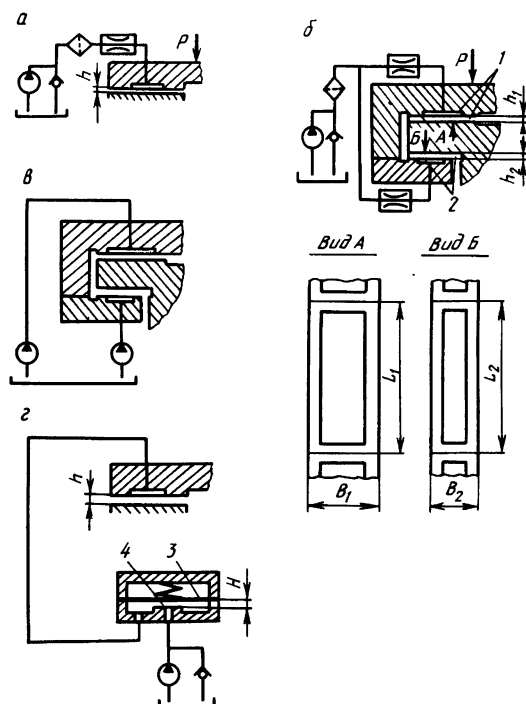


Рис. 11.8. Гидростатические направляющие

ляющих сопровождается усложнением конструкции станка: обеспечивается высокая жесткость корпусных деталей, вводятся устройства для фиксации подвижных исполнительных органов.

Конструкции направляющих. Гидростатические направляющие бывают разомкнутыми (рис. 11.8, а) и замкнутыми (рис. 11.8, б). Принцип их работы заключается в следующем.

Масло под постоянным давлением подается через дроссель в карманы на направляющих, оттуда оно вытекает наружу, преодолевая при этом сопротивление в зазорах. В случае разомкнутых направляющих с увеличением нагрузки P зазор h уменьшается, а его сопротивление и давление масла в нем возрастают. В результате новая нагрузка будет уравновешена возросшим давлением масла. В случае замкнутых направляющих давлением в зазоре h_1 уравновешиваются нагрузка и давление в зазоре h_2 . Увеличение нагрузки P ведет к уменьшению h_1 и увеличению h_2 , т.е. к возрастанию давления в зазоре h_1 и к уменьшению его в зазоре h_2 . В результате нагрузка P уравновешивается.

Незамкнутые направляющие применяются только в тех случаях, когда обеспечивается достаточно большая начальная нагрузка и незначительное ее изменение в процессе эксплуатации станка (не более чем в 2 раза). В остальных случаях следует применять замкнутые направляющие.

Гидростатические направляющие обычно выполняются наиболее простой и технологичной прямоугольной формы. В легких и средних станках могут быть применены треугольные направляющие.

Масло к направляющим может быть подведено разными способами: через дроссели, установленные перед каждым карманом (питание с дроссельным регулированием); от отдельных насосов для каждого кармана (питание по схеме насос—карман); через автоматические регуляторы подачи. Для направляющих с системой питания по схеме насос—карман (рис. 11.8, в) или с системой, содержащей один насос и делитель потока (рис. 11.8, б), характерна повышенная жесткость масляного слоя. Такими направляющими оснащают карусельные, продольно-фрезерные и другие тяжелые станки. Наиболее высокая жесткость и постоянная толщина масляного слоя сохраняются, когда масло поступает в карман через автоматический регулятор, в качестве которого может быть использован мембранный регулятор (рис. 11.8, г). Зазор H между соплом 4 и мембраной 3, а следовательно, и сопротивление регулятора изменяются в зависимости от толщины h масляного слоя в направляющих. При применении подобных регуляторов в системе питания незамкнутых направляющих допускается изменение внешней нагрузки до 5 раз.

Карманы на направляющих подвижного узла выполняются в виде канавок. На узкой направляющей делают одну канавку (рис. 11.9, а), на широкой — несколько параллельных (рис. 11.9, б, г). При $l/b > 4$ продольные канавки соединяют поперечными (рис. 11.9, в). Размеры карманов приведены в табл. 11.7. Число карманов на направляющей оказывает значительное влияние на ее работоспособность. Для направляющей длиной до 2000 мм рекомендуют 2—4 кармана. Большее число карманов малой длины предусматривают, когда на подвижный узел действует большой опрокидывающий момент или когда жесткость базовых деталей относительно низкая.

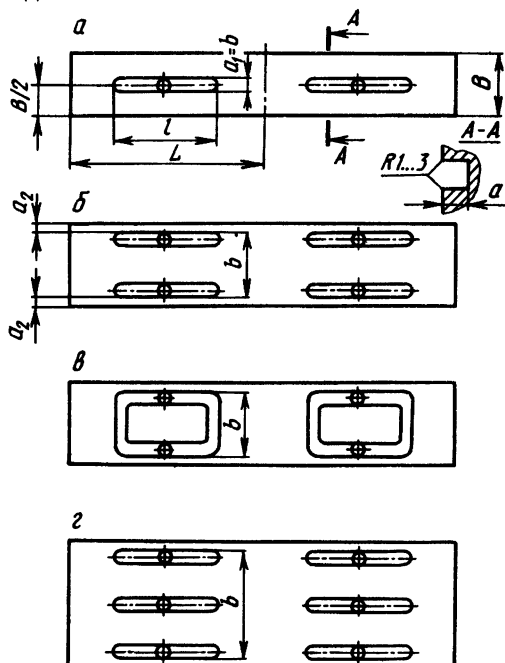


Рис. 11.9. Карманы гидростатических направляющих

Т а б л. 11.7. Размеры карманов, мм

Ширина направляющей B	Форма кармана (см. рис. 11.9)	l/b	a	a_1	a_2
40...50	a	—	4	8	—
60...70	b	4	4	8	15
80...100	b	4	5	10	20
80...100	$в$	4	5	10	20
110...140	b	4	6	12	30
110...140	$в$	4	6	12	30
150...190	$г$	—	6	12	30
200	$г$	—	6	15	40

Расчет направляющих. Расчетom определяют нагрузочную способность и жесткость направляющих, параметры дросселя или регулятора подачи. Ниже приведена последовательность расчета замкнутых направляющих с дроссельным регулированием подачи масла. Расчет направляющих других типов рассмотрен в специальной литературе.

По методу, применяемому при расчете направляющих скольжения, определяют среднее давление на рабочих гранях. При этом гидростатические направляющие условно заменяют направляющими скольжения. Ширину основной направляющей l (см. рис. 11.8, б) выбирают из условия, что давление в гидростатических направляющих может превышать допустимое давление в направляющих скольжения не более чем в 1,5 раза. Благодаря этому не допускается повреждение направляющих при внезапном отключении подачи масла.

Выбирают коэффициент k , равный отношению ширины B_2 дополнительной направляющей 2 (см. рис. 11.8, б) к ширине B_1 основной. В то же время $k = F_2 C_2 / F_1 C_1$, где F_1 и F_2 — площади гидростатических опор на основной и дополнительной направляющих ($F_1 = L_1 B_1$, $F_2 = L_2 B_2$, см. рис. 11.8, б); C_1 и C_2 — коэффициенты их несущей поверхности. При отсутствии особо высоких требований к жесткости направляющих принимают $k = 0,3...0,5$, при повышенных требованиях к жесткости $k = 0,5...0,7$. Когда нагрузка P на направляющие изменяется в широком диапазоне $D = P_{\max} / P_{\min}$, а относительное изменение толщины масляного слоя $\epsilon = (h_0 - h_1) / h_1$ мало (h_0 — зазор в направляющих при отсутствии нагрузки; h_1 — зазор в основной направляющей при действии нагрузки), k принимают близким единице (рис. 11.10).

Определяют ширину дополнительной направляющей $B_2 = kB_1$. Для боковых направляющих $k = 1$.

Выбирают число гидростатических опор и размеры карманов l_1 , b_1 и l_2 , b_2 на основной и дополнительной направляющих.

Определяют коэффициенты несущей поверхности направляющих:

$$C_1 = \frac{P_1}{F_1 p_1} = \frac{1}{6L_1 B_1} (2L_1 B_1 + l_1 B_1 + 2l_1 b_1 + L_1 b_1);$$

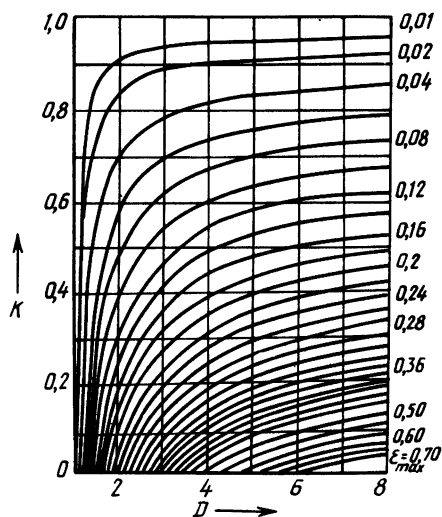


Рис. 11.10. Зависимость отношения k ширины дополнительной и основной направляющих от диапазона изменения нагрузки D

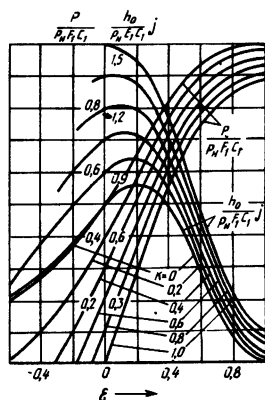


Рис. 11.11. Зависимость жесткости и несущей способности направляющих от относительного изменения толщины масляного слоя

$$C_2 = \frac{P_2}{F_2 p_2} = \frac{1}{6L_2 B_2} (2L_2 B_2 + l_2 B_2 + 2l_2 b_2 + L_2 b_2),$$

где P_1 и P_2 — нагрузки, действующие на одну опору основной и дополнительной направляющей; p_1 и p_2 — давление в их карманах; l_1 , b_1 и l_2 , b_2 — размеры карманов.

По эпюрам давлений находят максимальную $P_{\max}$ и минимальную $P_{\min}$ нагрузки на каждую гидростатическую опору для наиболее тяжелых условий работы, а затем диапазоны изменения нагрузки

$$D = P_{\max} / P_{\min}.$$

По рис. 11.11 в зависимости от k и D определяют максимальное относительное изменение толщины масляного слоя $\epsilon_{\max}$. Для повышения жесткости направляющих и уменьшения подачи масла рекомендуются направляющие с минимальной толщиной масляного слоя $h_{\min}$, которая в зависимости от точности изготовления малых и средних станков равна 0,015...0,025 мм, тяжелых — 0,04...0,06 мм.

Вычисляют начальный зазор в направляющих:

$$h_0 = h_{\min} / (1 - \epsilon_{\max}).$$

По рис. 11.11 находят отношения

$$k_2 = \frac{P_{\max}}{p_H F_1 C_1} \text{ и } k_3 = \frac{h_0 j_{\max}}{p_H F_1 C_1}$$

при $\epsilon_{\max}$, а также

$$k'_2 = \frac{P_{\min}}{p_H F_1 C_1} \text{ и } k'_3 = \frac{h_0 j_{\min}}{p_H F_1 C_1}$$

при $\epsilon_{\min} = -\epsilon_{\max}$.

Определяют требуемое давление масла перед дросселем одной опоры

$$p_H = \frac{P_{\max}}{k_2 F_1 C_1},$$

значения минимальной и максимальной жесткости ее масляного слоя

$$j_{\min} = \frac{k'_3 p_H F_1 C_1}{h_0};$$

$$j_{\max} = \frac{k_3 p_H F_1 C_1}{h_0}.$$

Соотношение длины l_{01} и диаметра $d_{1э}$ эквивалентного круглого отверстия канала дросселя для основной направляющей определяют по выражению

$$\frac{l_{01}}{d_{1э}^4} = \frac{0,074}{\alpha_1^3 \left(\frac{l_1}{B_1 - b_1} + \frac{b_1}{L_1 - l_1} \right)},$$

$$\text{где } \alpha_1 = h_0 \sqrt[3]{\frac{m_1}{1 - m_1}}; \quad m_1 = \frac{p_1}{p_H}.$$

Аналогично для дросселя дополнительной направляющей

$$\frac{l_{02}}{d_{2э}^4} = \frac{0,074}{\alpha_2^3 \left(\frac{l_2}{B_2 - b_2} + \frac{b_2}{L_2 - l_2} \right)},$$

$$\text{где } \alpha_2 = h_0 \sqrt[3]{\frac{m_2}{1 - m_2}}; \quad m_2 = \frac{p_2}{p_H}.$$

Сопротивления дросселей основной и дополнительной направляющей

$$R_1 \approx 6,9 \cdot 10^{-9} \mu \frac{l_{01}}{d_{13}^4} ;$$

$$R_2 \approx 6,9 \cdot 10^{-9} \mu \frac{l_{02}}{d_{23}^4} ,$$

где μ — динамическая вязкость масла: $\mu = 1 \dots 100$ МПа·с.

Подача масла (см³/мин) через одну опору

$$Q = \frac{0,5 p_n (R_1 + R_2)}{R_1 R_2} .$$

12. НАПРАВЛЯЮЩИЕ КАЧЕНИЯ И КОМБИНИРОВАННЫЕ

12.1. СВОЙСТВА НАПРАВЛЯЮЩИХ КАЧЕНИЯ

Для направляющих качения характерны низкая сила трения (10...40 Н) и ее независимость от скорости рабочего органа, благодаря чему достигаются равномерность медленных движений, снижение мощности привода подачи и высокая точность позиционирования (зона нечувствительности направляющих качения по сравнению с парой трения чугун—чугун снижается в 10–12 раз). Значительно меньшая, чем в направляющих с гидростатической смазкой, переориентация рабочего органа обуславливается только податливостью направляющих, которая значительно ниже податливости направляющих других типов. Для направляющих качения характерна высокая долговечность, так как при хорошей защите их износ на порядок ниже, чем износ направляющих полужидкостного трения. К недостаткам направляющих качения относятся низкое демпфирование в направлении движения при малых скоростях движения и сравнительно высокая стоимость.

Направляющие качения применяют в обрабатывающих центрах сверлильно-фрезерно-расточной группы, станках с ЧПУ высокой точности малых и средних размеров, круглошлифовальных, бесцентрово-шлифовальных станках.

12.2. НАПРАВЛЯЮЩИЕ БЕЗ ЦИРКУЛЯЦИИ ТЕЛ КАЧЕНИЯ

Конструкции направляющих. В конструкцию направляющих входят закаленные планки, прикрепляемые к столу и станине, тела качения (шарики или ролики), сепараторы, устройства для создания предварительного натяга и для защиты направляющих от загрязнений.

Направляющие без циркуляции тел качения применяются при небольшой длине хода узла (до 1 м).

Направляющие бывают незамкнутыми и замкнутыми. Отрыву подвижного узла, установленного на незамкнутых направляющих (рис. 12.1, а, б), препятствуют его сила тяжести и вертикальная составляющая силы резания. Незамкнутые направляющие качения могут быть только горизонтальными. Замкнутые направляющие (рис. 12.1, в–е) сложнее и дороже незамкнутых, однако благодаря создаваемому натягу обладают высокой точностью и жесткостью. Они могут быть не только горизонтальными, но и вертикальными, и наклонными.

В конструкциях направляющих качения используются поверхности тех же форм, что и в направляющих скольжения. Применение шариков или роликов дает большое число их исполнений.

Шариковые направляющие со встречными призмами (рис. 12.1, в) отличаются простотой конструкции, однако не могут воспринимать больших нагрузок и легко повреждаются в результате перетяжки элементов, регулирующих натяг. Направляющие типа "ласточкин хвост" (рис. 12.1, г) по сравнению с другими имеют более высокую жесткость, хорошо регулируются, но отличаются сложностью в изготовлении; применяются при малой и средней мас-

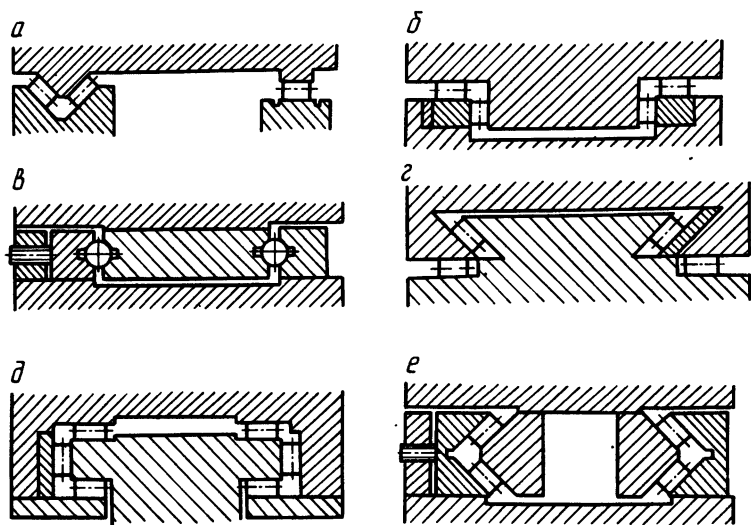


Рис. 12.1. Схемы направляющих без циркуляции тел качения

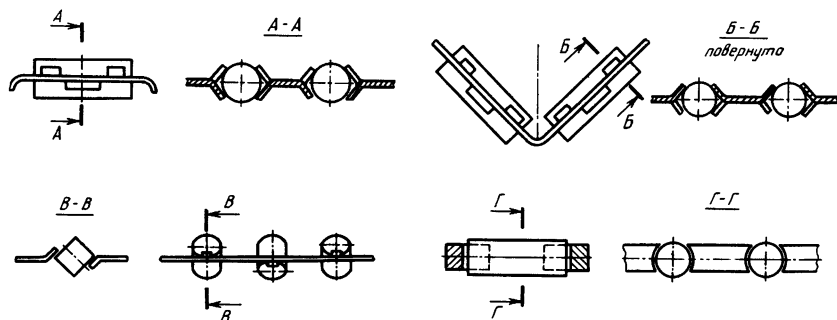


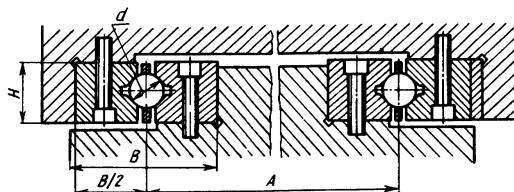
Рис. 12.2. Сепараторы для направляющих качения

се подвижного узла. Прямоугольные роликовые направляющие (рис. 12.1, д) просты по конструкции и в изготовлении, имеют высокую жесткость в горизонтальной плоскости, но недостаточную при работе планок на отрыв. Недостатком их являются и большие габариты. Применяются при средней массе подвижного узла и большом опрокидывающем моменте.

Ролики в призматических направляющих (рис. 12.1, е) из-за малого диаметра могут проскальзывать, что приводит к повышенной силе трения. На работоспособности направляющих сильно сказываются погрешности углов призм.

Шариковые или роликовые направляющие выбирают в зависимости от нагрузки. Для роликовых направляющих допускаемая нагрузка в 20–30 раз больше, чем для шариковых. При больших нагрузках используются направляющие в виде накладных планок из закаленной цементируемой стали 20Х, а при малых — как стальные, так и чугунные.

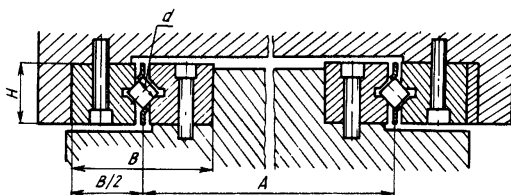
Т а б л. 12.1. Размеры треугольных шариковых замкнутых направляющих, мм



<i>H</i>	<i>d</i>	<i>B</i>	<i>A</i>
20	9,5	48	28...100
22	15,87	58	71...200
28	19,05	66	100...280
34	25,4	84	140...400
40	28,6	94	160...400

П р и м е ч а н и е. Размер *A* выбирается из ряда: 28; 40; 56; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 260; 280; 320; 400 мм.

Т а б л. 12.2. Размеры треугольных роликовых замкнутых направляющих, мм



<i>H</i>	<i>d</i>	<i>B</i>	<i>A</i>
20	6	47	28...100
22	9	54,5	71...200
28	12	62	100...280
34	15	74	140...400
40	18	88	160...400

П р и м е ч а н и е. Размер *A* выбирается из ряда: 28; 40; 56; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 260; 280; 320; 400 мм.

В качестве сепараторов применяются штампованные стальные пластины с прямоугольными (рис. 12.2) или круглыми гнездами, стальные составные пластины, а также роликовые цепи. Размеры направляющих приведены в табл. 12.1 и 12.2.

Направляющие смазываются пластичным смазочным материалом или масляным туманом. Для защиты от загрязнений применяются лабиринтные уплотнения, расположенные вдоль них (рис. 12.3, *а*, *б*). Со стороны торцов к столу прикрепляют щитки или стальные ленты (рис. 12.3, *в*).

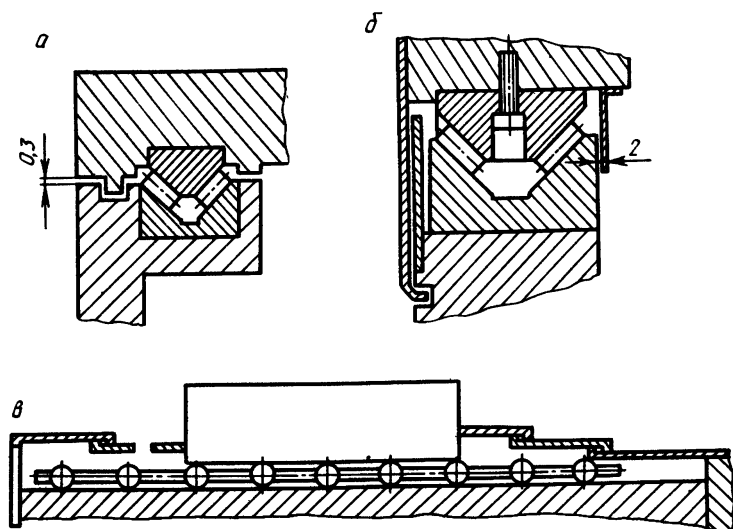


Рис. 12.3. Устройства для защиты направляющих качения

Конструирование и расчет направляющих. Сначала определяют диаметр и число тел качения, исходя из зависимостей между ним и давлением в контакте, жесткостью и точностью направляющих. Затем принятые параметры проверяют расчетами.

При увеличении диаметра шариков давление в контакте уменьшается, жесткость и износостойкость направляющих возрастают. С увеличением диаметра роликов жесткость не изменяется, но износостойкость улучшается. Поэтому рекомендуется применять тела качения большого диаметра — 8... 10 мм, а иногда и до 25 мм. Игольчатые направляющие пригодны при малых нагрузках и невысоких требованиях к их жесткости.

С увеличением числа тел качения z снижается нагрузка на одно тело, повышается жесткость направляющих. Но при большом числе многие из них вследствие погрешностей изготовления оказываются ненагруженными или недогруженными. Равномерность нагружения шариков считается удовлетворительной, если начальная нагрузка на один шарик диаметра d (от силы тяжести G подвижного узла) составляет $9,5 \sqrt{d}$. Ролики нагружены относительно равномерно, если нагрузка на единицу их длины не менее 4 Н/мм. Другими словами, для шариковых и роликовых направляющих должны соблюдаться соответствующие условия:

$$z \leq \frac{G}{9,5 \sqrt{d}}; \quad z \leq \frac{G}{4b},$$

где b — длина ролика, мм; G — в Н; d — в мм.

В то же время число тел качения в одном ряду должно быть больше 12—16, так как при меньшем их количестве точность движения по направляющим снижается.

Т а б л. 12.3. Условные напряжения для направляющих качения

Тела качения	$k, \text{Н/см}^2$	
	для стальных закаленных направляющих (60...62 HRC ₃)	для чугунных направляющих (200 HB)
Шарики	6	0,2
Ролики:		
короткие	200	20
длинные	150	15

После того как с учетом приведенных рекомендаций будет разработана конструкция направляющих, принятые конструктивные параметры необходимо проверить расчетом. Для определения наибольшей нагрузки на тело качения направляющие качения условно заменяют направляющими скольжения и по методике, применяемой при расчете направляющих скольжения, строят эпюру давления в контакте (рис. 12.4). Наибольшая расчетная нагрузка на шарик

$$P = dtp_{\max},$$

на ролик

$$P = btp_{\max},$$

где d — диаметр шарика; t — шаг расположения шариков или роликов; $p_{\max}$ — максимальное давление в контакте; b — длина ролика.

Допускаемая по контактным напряжениям нагрузка на шарик

$$P_d = kd^2,$$

на ролик

$$P_d = kbd,$$

где k — условное напряжение, Н/см^2 (табл. 12.3); d и b — в см.

Упругие перемещения в направляющих качения определяют с учетом зависимостей, описывающих контактные деформации при применении шариков и роликов:

$$\delta = C_{\text{ш}} P_{\text{ш}}; \delta = C_{\text{р}} q,$$

где $C_{\text{ш}}$ и $C_{\text{р}}$ — коэффициенты податливости [28]; $P_{\text{ш}}$ — нагрузка на шарик; q — нагрузка, приходящаяся на единицу длины ролика.

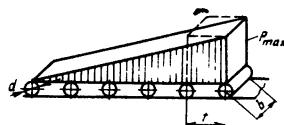


Рис. 12.4. Схема к расчету направляющих качения

Т а б л. 12.4. Значения тяговой силы

Схема направляющих	Тяговая сила
	$Q = P_X + 3T_0 + \frac{3f_K}{d} N$
	$Q = P_X + 4T_0 + \frac{2,8f_K}{d} N$
	$Q = P_X + 2T_0 + \frac{3f_K}{d} N$
	$Q = P_X + 4T_0 + \frac{5,6P_H f_K}{d}$
	$Q = P_X + 2T_0 + \frac{5,6P_H f_K}{d}$

Тяговая сила в приводе подачи станка с направляющими качения может быть определена по зависимости

$$Q = P_X + nT_0 + \sum_{i=1}^n \frac{f_K}{r_i} P_i ,$$

где P_X — составляющая силы резания, Н; n — число граней направляющих; T_0 — начальная сила трения на одной грани направляющих (при отсутствии внешней нагрузки): $T_0 = 4 \dots 5$ Н; f_K — коэффициент трения качения; для

направляющих из стали $f_k = 0,001$ см, для направляющих из чугуна $f_k = 0,0025$ см; r_i — радиус тел качения, контактирующих с i -й гранью направляющих, см; P_i — реакция i -й грани, Н.

Тяговую силу можно определить по упрощенным зависимостям с учетом только нормальных сил, приложенных в плоскости симметрии, силы P_X и силы предварительного натяга P_N (табл. 12.4). При этом $N = P_Z + G_1 + G_2$, где P_Z — составляющая силы резания, Н; G_1 — сила тяжести стола, Н; G_2 — сила тяжести изделия, Н.

12.3. НАПРАВЛЯЮЩИЕ С ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ТЕЛ КАЧЕНИЯ

Направляющие с роликовыми опорами. Направляющие, оснащенные комплектными элементами в виде роликовых опор, применяются в станках с ЧПУ, узлы которых при значительных нагрузках имеют большой ход.

Роликовая опора Р88 включает направляющую (корпус) 1 (рис. 12.5), циркулирующие вокруг нее ролики 2, препятствующие выпаданию роликов обоймы 4, винты 5 и штифты 6 для крепления обоймы к направляющей 1, а также винты 3 и штифты 7 для крепления опоры к подвижному узлу станка. Стандартные роликовые опоры бывают нормальной Р88, узкой Р88У и широкой Р88Ш серий (табл. 12.5).

Т а б л. 12.5. Размеры роликовых опор и допускаемая нагрузка

Типоразмер опоры	Размеры, мм								Кре- пеж- ные вин- ты	Допускае- мая на- грузка, Н
	L	B	H	h	c	a	d	l		
Р88-101	75	42	22	16	34	44	6	14	M4	25 000
Р88-102	95	52	32	24	42	52	8	20	M5	49 500
Р88-103	135	66	39	29	52	80	10	25	M6	105 000
Р88У-101	75	25,6	18,7	12,7	20,6	25,4	6	8,4	M3	17 000
Р88У-102	105	38,3	28	20	31	38	8	12,5	M4	43 000
Р88У-103	140	51	37	27	41	51	10	18,5	M5	85 000
Р88Ш-101	75	33,7	18,7	12,7	28,5	25,4	6	16,5	M3	33 000
Р88Ш-102	105	46,3	28	20	39,2	38	8	20,5	M4	68 000
Р88Ш-103	140	58,5	37	27	48,5	51	10	26	M5	170 000

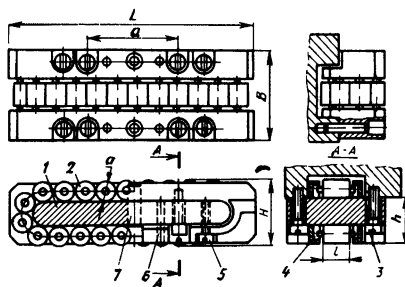


Рис. 12.5. Роликовая опора

Нагрузочная способность роликовой опоры характеризуется допускаемой по контактной прочности длительно действующей на нее нагрузкой, значения которой при работе в паре со стальными направляющими твердостью 58 HRC₉ приведены в табл. 12.5.

При большой скорости узлов, особенно при наличии перекосов опор и неравномерном нагружении роликов, нагрузочная способность роликовой опоры характеризуется нагрузкой, допускаемой по контактной выносливости поверхностных слоев. Эта нагрузка обуславливается требуемым числом циклов нагружений каждой точки ее рабочих поверхностей, которое пропорционально пути S , проходимому рабочим органом станка. Базовая нагрузка P_6 , соответствующая базовому пути $S_6 = 250$ км, при твердости рабочих поверхностей направляющих не ниже 60 HRC₉ приведена ниже:

Типоразмер опоры	P_6 , Н
P88-101	31 000
P88-102	55 000
P88-103	110 000
P88У-101	19 000
P88У-102	38 000
P88У-103	80 000
P88Ш-101	37 000
P88Ш-102	63 000
P88Ш-103	110 000

Допускаемую нагрузку P для расчетного пути S определяют по зависимости

$$P = P_6 \sqrt[10/3]{250/S}, \quad (12.1)$$

которая следует из соотношения

$$P^{10/3} S = P_6^{10/3} S_6.$$

Если на опору действует переменная нагрузка, причем пути S_i соответствует нагрузка P_i , а P_1 — наибольшая из них, то в зависимость (12.1) вместо P вводят kP_1 . Коэффициент долговечности

$$k = \sqrt[10/3]{\sum \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{10/3} \frac{S_i}{S}}.$$

Сопротивление движению опоры характеризуется силой Q , требуемой для перемещения опоры, которая нагружена нормальной силой P :

$$Q = Q_0 + \frac{2Pf_k}{d},$$

где Q_0 — начальная тяговая сила ($Q_0 = 5...15$ Н); f_k — коэффициент трения качения ($f_k = 0,0004...0,0006$ см); d — диаметр ролика, см.

Рис. 12.6. Направляющие качения с роликовыми опорами *а*

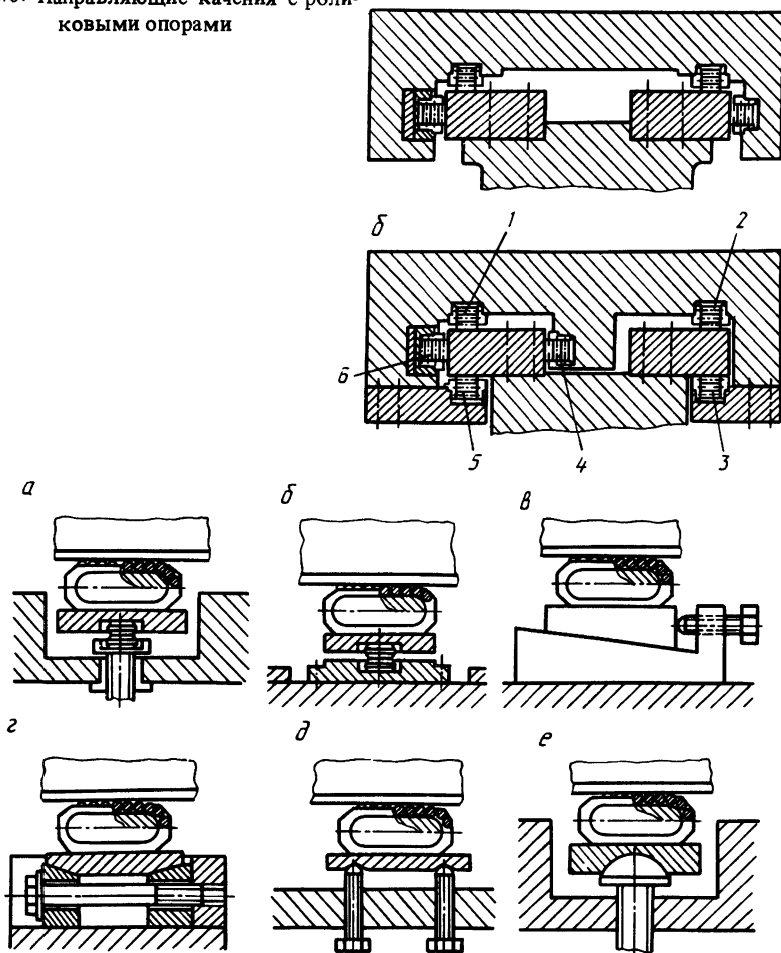


Рис. 12.7. Устройства для регулирования предварительного натяга: *а* – пружинами и винтами; *б* – пружинами; *в* – клином; *г* – встречно расположенными клиньями; *д* – планкой и винтами; *е* – винтом с шаровой опорой

Упругая деформация опоры

$$\delta = \delta_0 + P/j ,$$

где δ_0 – начальная деформация; j – жесткость опоры.

Для опор типоразмеров Р88-101, Р88-102 и Р88-103 экспериментальным путем получили соответственно $\delta_0 = 2; 3; 4$ мкм; $j = 8,5; 12; 18$ Н/мкм.

Незамкнутые направляющие с роликовыми опорами (рис. 12.6, *а*) применяются только для горизонтального перемещения и не могут воспринимать больших опрокидывающих моментов. Замкнутые направляющие (рис. 12.6, *б*)

сложнее незамкнутых и могут быть применены для горизонтального и вертикального движений. Наиболее технологичны прямоугольные направляющие.

Чтобы исключить изгибные деформации, замкнутые направляющие монтируют так, чтобы каждая роликовая опора взаимодействовала с противостоящей опорой. Другими словами, роликовые опоры применяются парами. Например, в конструкции на рис. 12.6, б опоры 1 и 2 воспринимают силу тяжести стола и вертикальные рабочие нагрузки, опоры 3 и 5 препятствуют отрыву стола, опоры 4 и 6 создают направление стола в горизонтальной плоскости.

С помощью предварительного натяга повышают жесткость направляющих и не допускают отрыва подвижного узла под действием разных по направлению и значению нагрузок. При создании натяга пружинами и винтом (рис. 12.7) достигаются наилучшая самоустановка опоры и минимальное сопротивление движению, но жесткость почти в 3 раза ниже по сравнению с регулировкой клиньями. При установке опор Р88 первого, второго и третьего габаритов рекомендуется натяг δ_n , равный 5,7 и 10 мкм на сторону. Сила предварительного натяга определяется по зависимости

$$P_n = (\delta_n - \delta_0) j.$$

Для смазывания направляющих жидкий смазочный материал подводится через сверления в корпусе на направляющую впереди роликовой опоры. Пластичный материал наносится на опоры при сборке. Для предохранения направляющих от загрязнений применяют телескопические щитки, раздвижные меха или скребки, прикрепленные к торцу опоры.

Нагрузки на опоры определяют следующим образом. Составляют расчетную схему узла с указанием всех сил: составляющих силы резания; силы тяжести стола и установленных на нем узлов; сил, действующих со стороны тягового механизма, а также реакций опор. Принимают систему координат, располагая оси в плоскостях, проходящих через середины опор. Составляют уравнения равновесия подвижного узла и по ним находят нагрузки на каждую пару встречно расположенных опор. Затем распределяют каждую из нагрузок между двумя опорами. При этом учитывают, что одна опора (рис. 12.8) закреплена в корпусе, а другая соединена с элементом, предназначенным для регулирования натяга. При отсутствии внешней нагрузки обе опоры нагружены одинаковыми силами, равными силе предварительного натяга P_n . Внешняя сила A приводит к возрастанию нагрузки на неподвижную опору на величину A_1 и к уменьшению нагрузки на подвижную — на A_2 , причем $A_1 + A_2 = A$.

Если жесткость роликовой опоры 1 равна j_1 , а жесткость опоры 2 с регулировочным элементом 3 — j_2 , из условия равенства упругих перемещений стола δ в местах контакта с обеими опорами следует, что суммарная жесткость системы из двух опор $j = j_1 + j_2$ и $A_1 = A\epsilon$, $A_2 = A(1 - \epsilon)$, где $\epsilon = j_1 / (j_1 + j_2)$. Значения ϵ найдены экспериментальным путем: $\epsilon = 0,95$ для опор с тарельчатыми пружинами; $\epsilon = 0,6$ для опор с винтом, имеющим сферическую головку; $\epsilon = 0,5$ для опор с клиньями.

С учетом натяга нагрузка на опору 1 равна $P_n + A_1$, нагрузка на опору 2

Рис. 12.8. Схема к расчету направляющих качения с роликовыми опорами

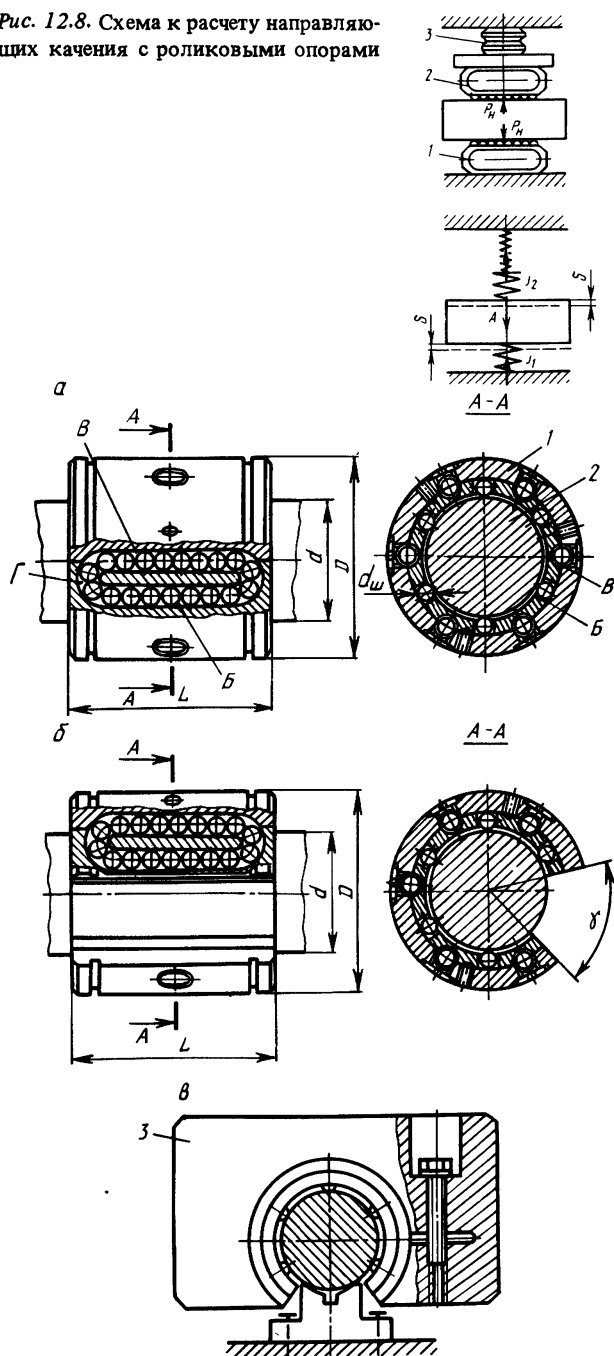


Рис. 12.9. Шариковые цилиндрические направляющие:
 а – нерегулируемая; б – регулируемая; в – узел зажима регулируемой втулки

составляет $P_n - A_2$ (должно быть $P_n > A_2$). Вычислив нагрузки на каждую опору, выбирают их типоразмер.

Если стол установлен на четырех роликовых опорах и в центре нагружен моментом M , создаваемым силой резания, с учетом податливости опоры $c = 1/j$ и жесткости самого стола можно определить оптимальное расстояние между опорами. Угол поворота стола на опорах, установленных на расстоянии L_0 ,

$$\varphi = \frac{Mec}{L_0^2} + \frac{ML_0}{12EI},$$

где E - модуль упругости материала стола; I - момент инерции его поперечного сечения.

Из этого уравнения следует зависимость для вычисления оптимального расстояния между роликовыми опорами:

$$L_{0\text{опт}} = \sqrt[3]{24EIec}.$$

Шариковые цилиндрические направляющие. Эти направляющие представляют собой совокупность шариковой втулки и скалки. Нерегулируемая шариковая втулка 1 работает в паре со скалкой 2, имеющей опоры по концам (рис. 12.9, а). Во втулке образованы шесть замкнутых каналов, которые заполняются шариками. Шарик, находящийся на рабочем участке B канала, контактирует со скалкой и наружным цилиндром. Участок возврата B образован пазами, изготовленными в наружном и внутреннем цилиндрах. Натяг в направляющих создают подбором диаметра скалок. Регулируемая шариковая втулка (рис. 12.9, б) работает в паре со скалкой, имеющей опоры по всей длине. Натяг в таких направляющих создают сжатием корпуса 3, в который вставлена шариковая втулка (рис. 12.9, в). Ниже приведены основные размеры шариковых втулок и допускаемая нагрузка P_d на них:

d , мм	30	35	40	50	60	80	100	125
D , мм	48	56	65	78	90	120	150	190
L , мм	50	56	65	78	90	123	156	196
$d_{\text{ш}}$, мм	3,175	4	4,763	5,556	6,35	9,731	11,113	14,288
γ , град	55	58	58	60	60	60	60	60
P_d , Н	1390	1970	2730	3800	5000	10 500	17 000	28 000

Сила трения в соединении втулка—скалка

$$T = T_0 + \frac{2f_{\text{к}}}{d_{\text{ш}}} P,$$

где T_0 - сила трения при отсутствии нагрузки на втулку: $T_0 = 2...6$ Н; $f_{\text{к}}$ - коэффициент трения качения: $f_{\text{к}} = 0,0005$ см; $d_{\text{ш}}$ - диаметр шарика, см; P - нагрузка на шариковую втулку, Н.

Жесткость направляющих с шариковыми втулками можно определить по зависимостям, приведенным в работе [28].

12.4. КОМБИНИРОВАННЫЕ НАПРАВЛЯЮЩИЕ

Комбинированные направляющие состоят из элементов направляющих качения и скольжения и имеют преимущества как одних, так и других.

В комбинированных направляющих первого типа (рис. 12.10, а, з) основные грани представляют собой направляющие скольжения, боковые — качения. (На рис. 12.10 приняты обозначения: $A-A$ — основные грани направляющих; $B-B$ — боковые грани, перпендикулярные к основным; $C-C$ — вспомогательные грани, параллельные основным и воспринимающие момент.) В зависимости от исполнения узла (горизонтального или вертикального) по характеристикам трения направляющие близки направляющим скольжения (рис. 12.10, а) или качения (рис. 12.10, з). В обоих случаях переориентация узла при реверсе значительно меньше, чем при применении направляющих с полужидкостной смазкой. Комбинированные направляющие первого типа рексмендуются для столов и шпиндельных бабкок станков типа "обрабатывающий центр", а также расточных, вертикально-фрезерных, продольно-обрабатывающих станков.

В направляющих второго типа (рис. 12.10, б) сила тяжести узла воспринимается основными гранями качения. В боковых направляющих скольжения имеются зазоры.

В направляющих третьего типа (рис. 12.10, в) основные грани скольжения с помощью подпружиненных роликовых опор частично разгружены от силы тяжести перемещающихся частей. Благодаря этому характеристики трения лучше, чем для направляющих скольжения. Боковые грани могут быть как направляющими скольжения, так и направляющими качения. Направляющие второго и третьего типов целесообразно применять в тяжелых станках (в столах фрезерных, подвижных стойках расточных, суппортах токарных станков).

Направляющие четвертого типа (рис. 12.10, д) делают вертикального исполнения. Для устранения зазоров на вспомогательных гранях установлены подпружиненные роликовые опоры. Боковые грани являются направляющими качения.

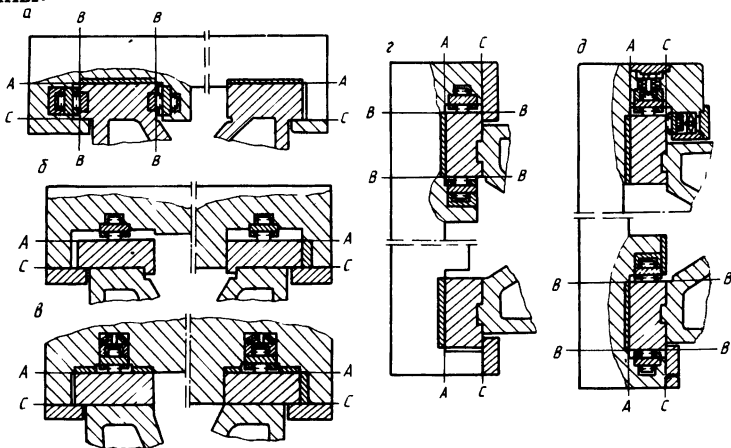


Рис. 12.10. Комбинированные направляющие

Расчет комбинированных направляющих качения—скольжения выполняют с использованием методов, применяемых для направляющих скольжения и качения. Составив уравнения равновесия подвижного узла, определяют нагрузку на каждую рабочую грань направляющих, равную ее реакции. При этом грани с опорами качения условно считают гранями скольжения. Затем производят расчет направляющих скольжения и качения независимо друг от друга.

Для направляющих скольжения определяют наибольшее давление в контакте и сопоставляют с допустимым. Находят нагрузку на каждую пару установленных противоположно опор качения, а затем вычисляют нагрузку на одну опору с учетом того, что нагрузка распределяется между ними пропорционально их жесткости. По нагрузке прогнозируют долговечность опор. Такой расчет выполняют для разных случаев нагружения. При определении сил трения на направляющих учитывают силы предварительного натяга опор качения.

Расчет направляющих на жесткость заключается в определении упругих перемещений на отдельных гранях и сведении их к зоне резания. Тяговые силы находят с учетом трения на всех гранях.

13. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТАНКОВ С ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

13.1. ТОКАРНЫЕ СТАНКИ

Токарные станки с ЧПУ предназначены для обработки в основном коротких деталей (длиной до 500...600 мм) в патроне или в центрах. Большинство станков имеет вертикальную или наклонную станину, расположенную за осью центров. Благодаря этому обеспечиваются легкий сход стружки, свободный доступ к инструменту и зажимному приспособлению, удобство использования загрузочных устройств разных типов. Применяют станки и других компоновок: фронтальной, с продольной направляющей гильзой.

Наибольшая высота резца, устанавливаемого в резцедержателе, выбирается из ряда: 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100 мм. Диаметр отверстия в revolverной головке (при базировании инструмента по отверстию) может быть равным 16, 20, 25, 32, 40, 50, 60, 80, 100, 125, 160 мм. При двух управляемых координатах число одновременно управляемых координат может быть равным 1 или 2; при трех — 1, 2 или 3; при четырех — 2, 3 или 4.

Приводы главного движения выполняют на основе регулируемого двигателя постоянного или переменного тока и двух- или трехступенчатого зубчатого редуктора. Частота вращения шпинделя достигает 6000...7000 об/мин, а иногда и 20 000 об/мин.

Приводы подачи komponуют на основе регулируемого высокомоментного или асинхронного регулируемого двигателя, соединяемого с ходовым винтом непосредственно, с помощью одноступенчатого зубчатого редуктора или зубчато-ременной передачи. Перемещения суппорта контролируются измерительной системой с измерительным преобразователем поворотного типа (обычно фотоэлектрическим), который устанавливают на ходовом винте или на валу электродвигателя. Иногда для повышения точности станка поперечные перемещения измеряются с использованием линейного преобразователя. На разных станках перемещение суппорта на один импульс составляет: в продольном направлении от 0,001 до 0,05 мм, в поперечном — от 0,005 до 0,0005 мм. Скорость быстрых перемещений обычно равна 5...10 м/мин, но может достигать 15 м/мин.

С целью концентрации операций и расширения технологических возможностей станки оснащают revolverными головками с достаточно большим запасом инструментов. Используют автоматические устройства для зажима заготовок, ограждения и кожухи, полностью изолирующие рабочую зону от окружающей среды. Размеры токарных станков с ЧПУ приведены в табл. 13.1.

На рис. 13.1 представлена кинематическая схема токарного станка мод. 16K20T1, предназначенного для обработки деталей с наибольшим диаметром 400 мм при установке над станиной и 215 мм при установке над суппортом.

Главный привод оснащен частотно-регулируемым асинхронным электродвигателем *M1*. Движение от него с помощью поликлиновой передачи сообщается валу *I*. Зубчатыми колесами *1* и *2* движение передается на вал *II*. Частота вращения шпинделя изменяется в трех диапазонах. Первый включает

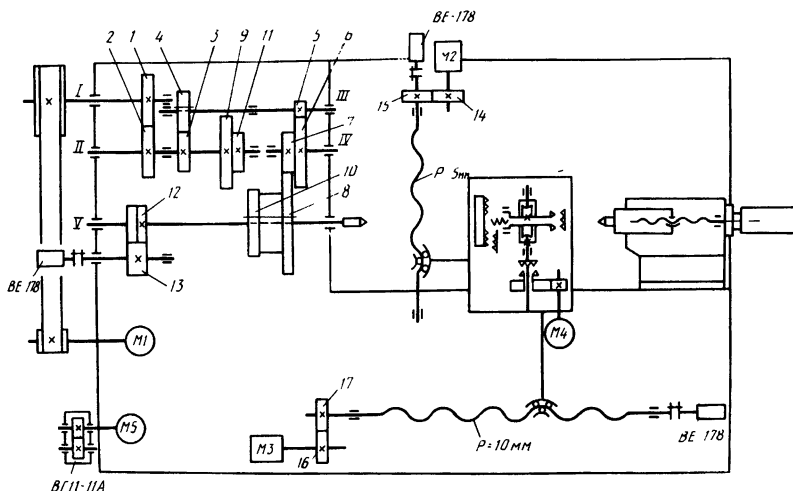


Рис. 13.1. Кинематическая схема токарного станка мод. 16K20T1

ся, когда в зацеплении находятся зубчатые колеса 3 и 4, 5 и 6, 7 и 8. Второй и третий диапазоны обеспечиваются при разъединении колес 3 и 4 и включении 8 и 11 или 9 и 10. Внутри каждого диапазона частота вращения шпинделя регулируется бесступенчато. Фотоимпульсный преобразователь BE-178, соединенный со шпинделем зубчатыми колесами 12 и 13, служит для согласования его вращения с вращением ходовых винтов при нарезании резьбы. Частота вращения шпинделя регулируется в диапазоне 22,4...2240 об/мин.

Привод поперечной подачи суппорта включает высокомоментный регулируемый двигатель постоянного тока или частотно-регулируемый асинхронный двигатель M2, одноступенчатый редуктор, состоящий из зубчатых колес 14 и 15, и передачу винт-гайка качения с шагом 5 мм. Поперечная подача регулируется в диапазоне 0,005...1,4 мм/об, максимальная подача составляет 1000 мм/мин, скорость быстрых поперечных перемещений — 5000 мм/мин, дискретность подачи — 0,005 мм.

Т а б л. 13.1. Основные размеры токарных станков с числовым программным управлением, мм

Наибольший диаметр устанавливаемого изделия над станиной	250	320	400	500	630	800
Наибольший диаметр обрабатываемого изделия над станиной (для патронных станков), не менее	160	200	250	320; 400	500	600
Наибольший диаметр обрабатываемого изделия над суппортом (для центровых и патронно-центровых станков), не менее	100	125	160	200; 250	320	400

Привод продольной подачи также состоит из регулируемого электродвигателя *МЗ*, одноступенчатого редуктора *16–17* и передачи винт–гайка качения с шагом 10 мм. Продольная подача регулируется в диапазоне 0,01...2,8 мм/об, максимальная подача составляет 2000 мм/мин, скорость быстрых перемещений – 6000 мм/мин, дискретность подачи – 0,01 мм.

13.2. ФРЕЗЕРНЫЕ СТАНКИ

Фрезерные станки с ЧПУ предназначены для обработки плоских и объемных деталей сложной формы. Их можно разделить на группы (рис. 13.2):

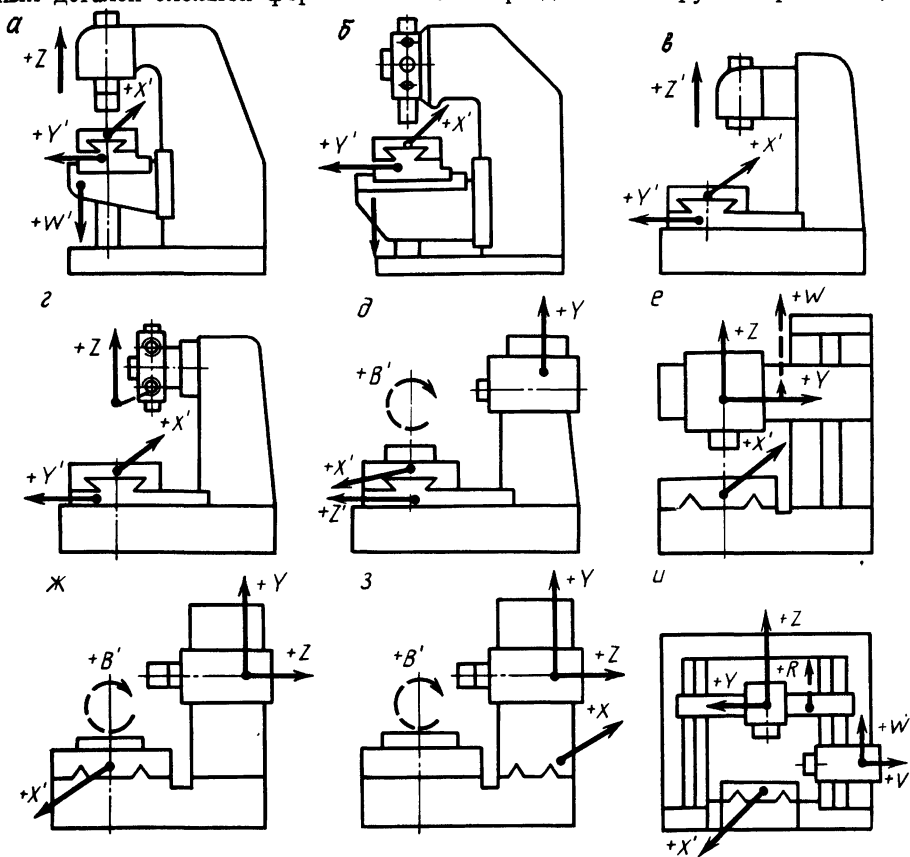


Рис. 13.2. Компонки фрезерных станков с ЧПУ:

а – вертикально-фрезерный консольный; *б* – вертикально-фрезерный консольный с револьверной головкой; *в* – вертикально-фрезерный с крестовым столом; *г* – вертикально-фрезерный с крестовым столом и револьверной головкой; *д* – горизонтально-фрезерный с крестовым поворотным или неповоротным столом; *е* – продольно-фрезерный одностоечный с вертикальной бабкой и подвижной или неподвижной поперечиной; *ж* – продольно-фрезерный одностоечный с горизонтальной бабкой и поворотно-подвижным или неподвижным столом, с подвижной или неподвижной стойкой; *з* – продольно-фрезерный одностоечный с горизонтальной бабкой, с неподвижным столом и неподвижной бабкой; *и* – продольно-фрезерный двухстоечный с подвижным порталом, с подвижной или неподвижной поперечиной

Т а б л. 13.2. Основные параметры фрезерных станков с ЧПУ

Наименование параметра	Значение параметра						
Ширина рабочей поверхности стола или диаметр круглого встроенного стола (мм) для станков:							
консольных (рис. 13.2, а, б)	250	320	400	—	—	—	—
с крестовым столом (рис. 13.2, в, г, д)	250	320	400	500	630	800	1000
продольных (рис. 13.2, е, ж)	—	—	400	500	630	800	1000
(рис. 13.2, з, и)	—	—	—	—	630	800	1000
							1250; 1600; 2000; 2500; 3150; 4000
Конец шпинделя с конусностью 7:24 по ГОСТ 24644-81	40;	(45);	50;	60	50;	60	60

П р и м е ч а н и е. Размер, указанный в скобках, не предпочтителен.

вертикально-фрезерные (бесконсольные и консольные), продольно-фрезерные (с подвижной поперечиной и с неподвижной поперечиной), широкоуниверсальные инструментальные, специализированные. На одноинструментальных станках режущие инструменты закрепляют в шпинделе вручную, на многоинструментальных смена инструментов производится с помощью револьверной головки или автоматическим устройством в сочетании с инструментальным магазином. Основные параметры фрезерных станков с ЧПУ приведены в табл. 13.2. Предусматриваются три управляемые оси координат, причем не менее двух управляемых одновременно. Дискретность задания линейных перемещений по всем осям составляет 0,001 или 0,01 мм, а круговых перемещений относительно оси B — 0,001 или $0,01^\circ$.

В главном приводе малых и средних вертикальных фрезерных станков применяют коробку скоростей с асинхронным двигателем и передвижными блоками зубчатых колес или коробку с электромагнитными муфтами. Главные приводы станков всех типов komponуют на основе электродвигателя постоянного тока и двух- или трехступенчатой коробки скоростей.

Исполнительный механизм привода подачи обычно состоит из высокомоментного электродвигателя постоянного тока и передачи винт-гайка качения.

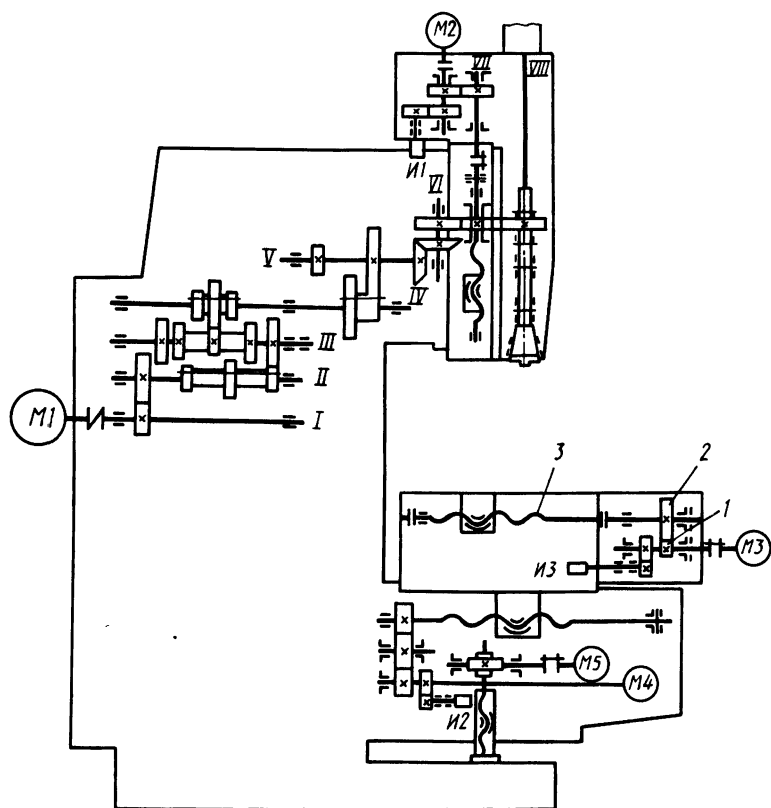


Рис. 13.3. Кинематическая схема вертикально-фрезерного станка мод. 6P13Ф3

В приводе предусматривается внешняя обратная связь по положению рабочего органа и обратная связь по скорости. Иногда привод подачи строится на основе гидравлического привода с гидроцилиндром.

Кинематическая схема консольного вертикально-фрезерного станка мод. 6Р13Ф3 приведена на рис. 13.3. С помощью восемнадцатиступенчатой коробки скоростей с передвижными блоками колес частоту вращения шпинделя изменяют в диапазоне от 40 до 2000 об/мин. Стол совершает рабочие перемещения по двум координатам и установочные в вертикальном направлении. Ползун с фрезерной бабкой совершает рабочие перемещения в этом же направлении. Привод продольной подачи по оси X состоит из высокомоментного электродвигателя $M3$, пары зубчатых колес $1-2$, передачи винт-гайка качения 3 . Измерительный преобразователь перемещений $ИЗ$ связан с ходовым винтом с помощью точных зубчатых колес. Аналогично устроены приводы поперечного перемещения салазок и вертикального перемещения ползуна. Скорость подачи по координатам изменяется в диапазоне от 3 до 4800 мм/мин.

13.3. ВЕРТИКАЛЬНО-СВЕРЛИЛЬНЫЕ СТАНКИ

Вертикально-сверлильные станки с ЧПУ предназначены для сверления, зенкования, развертывания, рассверливания, подрезки платиков и бобышек у отверстий, нарезания резьбы в отверстиях. Основные компоновки и размеры

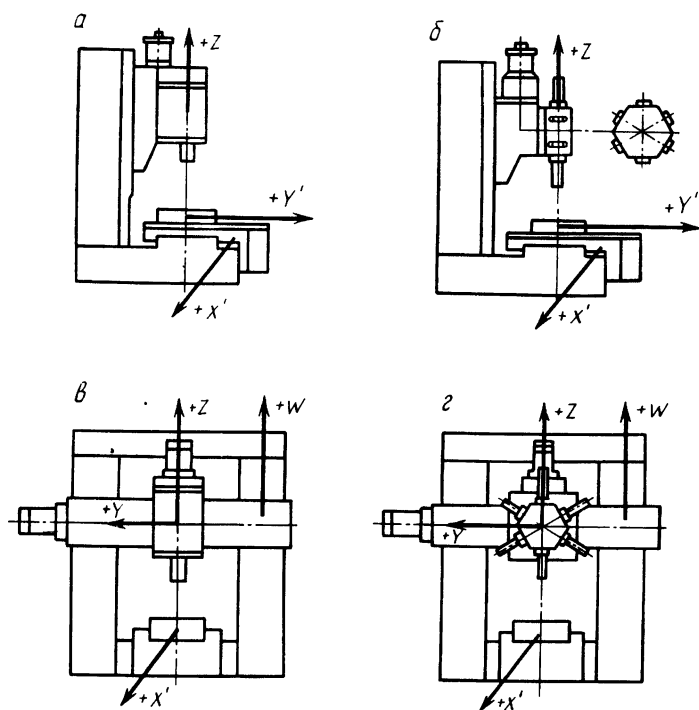


Рис. 13.4. Компоновки вертикально-сверлильных станков с ЧПУ:

a – одностоечный с крестовым столом; $б$ – одностоечный с крестовым столом и револьверной головкой; $в$ – двухстоечный; $г$ – двухстоечный с револьверной головкой

Т а б л. 13.3. Основные параметры вертикально-сверлильных станков с ЧПУ

Наименование параметра	Значение параметра						
Наибольший условный диаметр сверления отверстий в стали 45, мм	12	16	20	25	32	40	50
Диаметр или ширина рабочей поверхности стола, мм	250	320	320 400	400	400 500	500 630	500 630
Конец шпинделя по ГОСТ 24644–81: с конусностью 7:24	30; 30 40 40	30 40	30 40	40	40	40; 50 50	50
с конусом Морзе	2	2	3	3	4	4	5

станков приведены на рис. 13.4 и в табл. 13.3. Из трех управляемых осей координат — не менее двух управляемых одновременно. Дискретность задания перемещений по всем осям должна составлять 0,01 мм.

Наиболее часто применяют станки, оснащенные шестипозиционной револьверной головкой с горизонтальной осью. Благодаря крестовому столу, управляемому по программе, можно производить координатную обработку деталей без применения разметки и кондукторов. Стол состоит из основания, салазок и плиты, которая перемещается в продольном направлении и вместе с салазками — в поперечном. Набор координат производится сначала при быстром, затем при медленном движениях. В приводах по координатам установлены од-

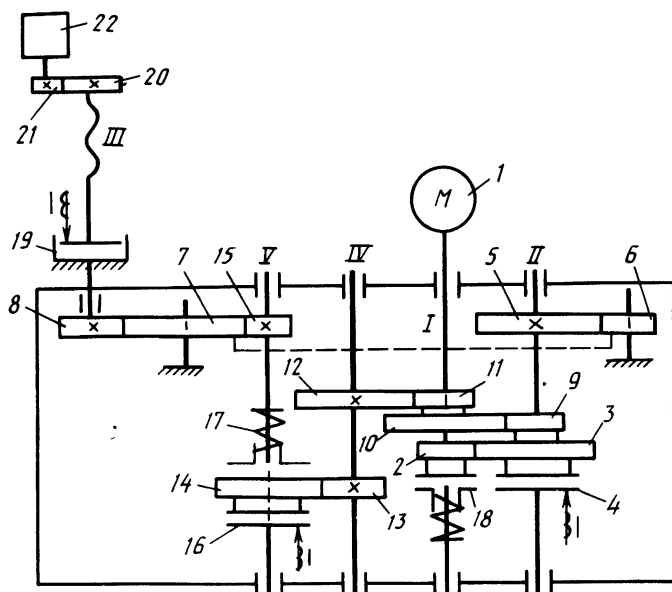


Рис. 13.5. Координатный стол вертикально-сверлильного станка

нотипные редукторы и передачи винт—гайка качения. Быстрые движения стол получает от электродвигателя 1 (рис. 13.5) через зубчатые колеса 2 и 3 при включенной электромагнитной муфте 4, зубчатые колеса 5, 6, 7, 8 и ходовой винт III. Медленное движение передается на стол от электродвигателя через колеса 2, 3, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 7, 8, когда электромагнитная муфта 4 выключена, а муфта 16 включена. После отработки команды стол затормаживается электромагнитным тормозом 19. Перемещения стола контролируются кодовым преобразователем 22 типа КП-3, связанным с ходовым винтом зубчатыми колесами 20 и 21. В редукторе имеются предохранительные шариковые муфты 17 и 18.

13.4. МНОГОЦЕЛЕВЫЕ СТАНКИ

Многоцелевые станки предназначены для выполнения большого числа различных технологических операций без перестановки заготовки. Их оснащают инструментальным магазином, устройством автоматической смены заготовок, развитой системой ЧПУ, системами диагностирования и контроля обработанных деталей и инструментов. Они способны выполнять как черновую, так и чистовую обработку, для них характерны высокие жесткость, точность, производительность обработки.

Многоцелевые станки можно разделить на две группы: для обработки корпусных деталей и для обработки тел вращения. Станки для обработки корпусных деталей имеют компоновку вертикальных, горизонтальных и продольно-обрабатывающих станков. Они выполняют сверление, зенкерование, развертывание, растачивание, нарезание резьбы, подрезку торцов, фрезерование плоскостей и контуров. На многих станках выполняются токарные работы, а при наличии высокоскоростного шпинделя — шлифовальные. Некоторые станки оснащены устройствами для глубокого сверления, долбления и строгания.

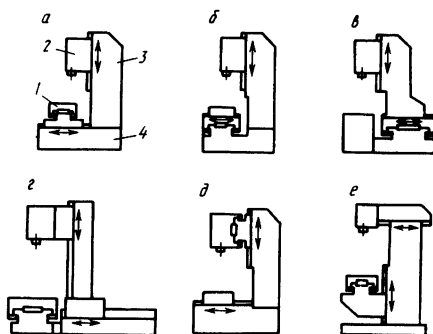
Станки вертикального типа (со шпинделем, расположенным вертикально) предназначены для обработки плоских деталей с одной стороны: кондукторных плит, планок, крышек и т.п.

Станки горизонтального типа служат для обработки с нескольких сторон деталей, имеющих большое число гладких, ступенчатых и резьбовых отверстий, сложных контуров, плоских поверхностей.

Продольно-обрабатывающие станки предназначены для обработки крупногабаритных и длинномерных деталей. Стол перемещается только в продольном направлении. На ползуне находится шпиндельная бабка с горизонтальным и вертикальным шпинделем. Шпиндельная бабка перемещается в вертикальном направлении, ползун — вдоль неподвижного портала.

На основе агрегатно-модульного принципа создают многоцелевые станки разных компоновок. При этом разрабатывают ограниченную группу нормализованных узлов и из них строят специализированные многоцелевые станки, наиболее полно отвечающие технологическим задачам. Компоновки станков различаются размещением шпинделя в пространстве, взаимным расположением основных узлов, типом и размещением устройства автоматической смены инструментов, типом устройства для автоматической смены деталей, видом сопряжения основных узлов (основания, колонны, шпиндельной бабки, стола).

Рис. 13.6. Компоновки вертикальных многоцелевых станков



Основные компоновки вертикальных многоцелевых станков приведены на рис. 13.6. Обычно неподвижным элементом компоновки является колонна. Компонировки, согласно рис. 13.6, *а, б*, отличаются тем, что колонна 3 и стол 1 расположены на общем основании, т.е. на плите 4, шпиндельная бабка 2 перемещается в вертикальном направлении. В станках, изготовленных по схемам на рис. 13.6, *в, г*, движение сообщается колонне. В компоновках по рис. 13.6, *д* колонна и стол расположены на общем основании; в отношении жесткости и технологичности этот вариант лучше первого. В компоновке по рис. 13.6, *е* колонна и стол стыкуются по вертикальной плоскости. Этот вариант наиболее удобен для создания гибкой модульной системы.

Компоновки горизонтальных многоцелевых станков более разнообразны (рис. 13.7). Широко распространены станки с крестовым столом, производящим позиционирование обрабатываемой детали, и шпиндельной бабкой, перемещающейся в вертикальном направлении (рис. 13.7, *а, б*). Встречаются компоновки с однокоординатным и двухкоординатным перемещением колонны (рис. 13.7, *в, г, д, е* и др.). Компонировки, в которых поперечное движение совершает шпиндельная бабка (рис. 13.7, *ж, з*), позволяют относительно просто решать вопросы уборки стружки и защиты направляющих. Встречаются компоновки, аналогичные универсальным фрезерным станкам (рис. 13.7, *и*). В станках со столом, рабочая поверхность которого расположена вертикально (рис. 13.7, *к, л, м, н, о*), обеспечен беспрепятственный отвод стружки и охлаждающей жидкости. Таковы же достоинства компоновки (рис. 13.7, *п*), в которой обрабатываемые детали закрепляются на горизонтальной плоскости стола, обращенной вниз. В компоновке по рис. 13.7, *р* предусмотрен поворотный стол, рабочая плоскость которого может занимать два горизонтальных и вертикальных положения, благодаря чему обеспечиваются удобство установки детали и возможность ее обработки с пяти сторон.

Станки с крестовым столом менее металлоемки, однако в случае применения удлиненного стола возникают трудности в обеспечении точности траекторий его перемещения. На станках со столом и стойкой, совершающих движение только по одной координате, легче достичь необходимой точности, так как стол не имеет консольных участков и взаимное влияние перемещений по разным координатам исчезает. Станки с крестовой стойкой наиболее удобны для встраивания в гибкие производственные системы, так как при неподвижном столе относительно просто обеспечить сбор и отвод стружки, его стыковку с устройством автоматической смены обрабатываемых деталей.

Т а б л. 13.4. Основные размеры сверильно-фрезерно-расточных станков и гибких производственных модулей

Ширина (диаметр) D рабочей поверхности стола или ширина B стола-спутника, мм	200	250	320	400	500	630	800
Длина L рабочей поверхности стола (при отсутствии столов-спутников), мм	200	250	320	400	500	630	800
	250	320	400	500	630	800	1000
	320	400	500	630	800	1000	1250
	400	500	630	800	1000	1250	1600
	500	630	800	1000	1250	1600	2000
	—	800	1000	1250	1600	2000	2500
Длина L рабочей поверхности стола-спутника, мм	200	250	320	400	500	630	800
	250	320	400	500	630	800	1000
	320	400	500	630	800	1000	1250
400	500	630	800	1000	1250	1600	
Размеры Т-образных пазов стола (при отсутствии столов-спутников), мм:							
ширина	12; 14			14; 18		18; 22	
расстояние между пазами	40	40; 50	50; 63	50; 80	63; 100	100; 125	
Отношение наибольшего рабочего перемещения по оси координат к соответствующему размеру стола (стола-спутника), не менее:							
$X : L$	1 — для горизонтальных, 0,8 — для вертикальных станков и ГПМ						
$Y : B (D)$	1						
$Z : B (D)$	1						
	0,8						

Наибольшее расстояние (мм) от оси шпигделя до рабочей поверхности стола (стола-спутника), не менее	250	320	400	500	560	630	800
Наибольшее расстояние (мм) от горда шпигделя до рабочей поверхности стола (стола-спутника), не менее	400	450	500	560	630	710	800
Конец шпигделя по ГОСТ 24644-81 с конусом 7:24	30; 40						40; 50
Высота (мм) загрузки стола-спутника от уровня пола цеха, не более	950						1060
Высота (мм) отводящей ветви транспортера, не менее	800						1000

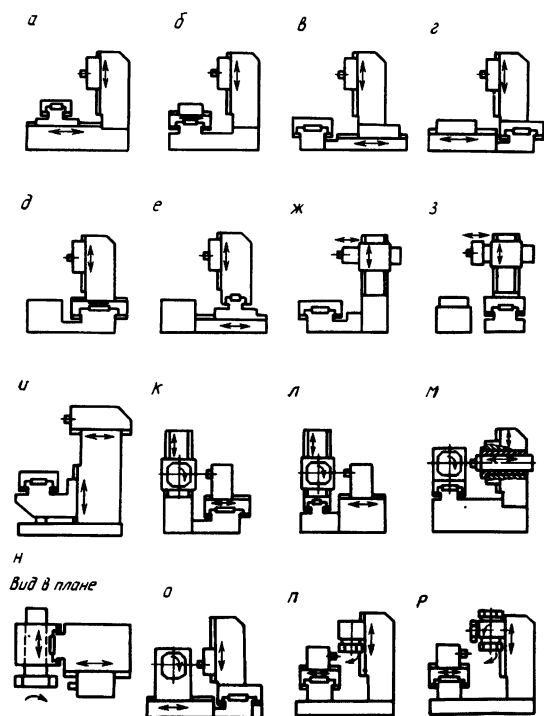


Рис. 13.7. Компоновки горизонтальных многоцелевых станков

В мелкосерийном производстве применяются станки для одноинструментальной обработки, в среднесерийном — станки со сменными многошпиндельными головками.

Предусмотрены три уровня точности многоцелевых станков: П (станки основного исполнения), А (прецизионные), С (особо точные).

Основные параметры и размеры многоцелевых станков приведены в табл. 13.4. Горизонтальные станки оснащают поворотным квадратным или прямоугольным столом с отношением длины к ширине, равным 1,25. На вертикальных станках устанавливают удлиненные прямоугольные столы с отношением длины к ширине, равным 2 (для незаменяемых столов) или не менее 1,6 (для столов-спутников).

Приводы главного движения должны обеспечить высокопроизводительное выполнение различных операций при бесступенчатом изменении частоты вращения в широком диапазоне. В станках, шпиндель которых имеет конус 30, частота его вращения достигает 9000...12 000 об/мин, с конусом 40—5000...7000 об/мин, с конусом 50—4000...5000 об/мин. Шпиндель станков для сверхскоростной обработки вращается с частотой, достигающей 20 000...40 000 об/мин. Мощность двигателя главного привода связана с габаритами стола. В малых станках с шириной стола до 400 мм она составляет 4...8 кВт, в средних с шириной стола 500...800 мм — 11...15 кВт, в крупных — 20...40 кВт. Скорость рабочей подачи достигает 8000...10 000 мм/мин, скорость быстрых движений — 10...12 м/мин, а иногда и 15 м/мин.

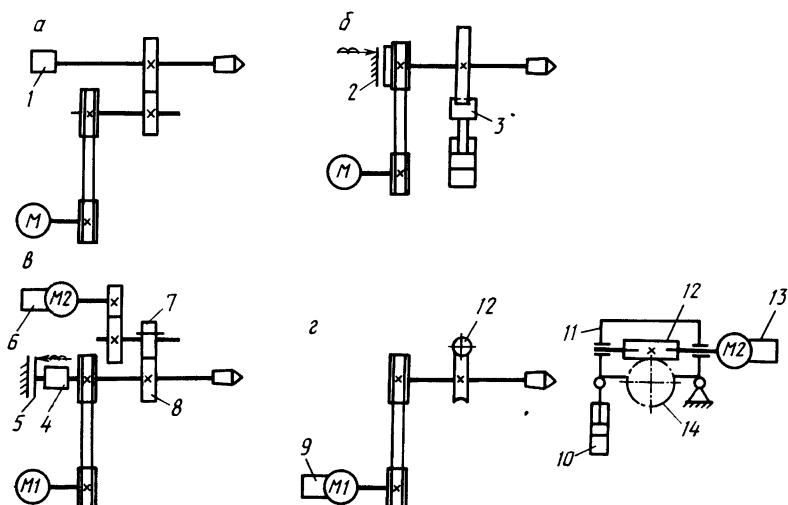


Рис. 13.8. Приводы главного движения многоцелевых токарных станков

Многоцелевые токарные станки. Эти станки предназначены для обработки деталей, имеющих поверхности вращения, а также шпоночные пазы, отверстия с осью, параллельной или перпендикулярной к оси детали, сложные поверхности. Конструкция привода главного движения позволяет обрабатывать детали в двух режимах: 1) обычная токарная обработка невращающимися инструментами; 2) обработка шпоночных пазов, отверстий, канавок, кулачков вращающимися инструментами. В первом случае шпиндель станка вращается непрерывно с заданной частотой, во втором совершает дискретное вращение или позиционирование. Заданный цикл движений шпинделя может быть получен с помощью однодвигательного или двухдвигательного главного привода.

Однодвигательный привод с регулируемым преобразователем и измерительным преобразователем 1 (рис. 13.8, а) позволяет получать угловое движение шпинделя с дискретностью $0,001^\circ$, а привод с тормозом 2 (рис. 13.8, б) и фиксирующим устройством 3 — угловое позиционирование с шагом $1...2^\circ$. Однодвигательные приводы наиболее пригодны для малых и средних токарных станков с небольшими инерционными нагрузками.

В крупных станках используются двухдвигательные приводы (рис. 13.8, в, г). Двигатель М1 большей мощности включается при выполнении обычной токарной обработки, а меньшей М2 — при обработке шпоночных пазов, кулачков и других дополнительных поверхностей. В приводе, изображенном на рис. 13.8, в, вращение от двигателя М2 передается шпинделю зубчатыми колесами 7 и 8, положение которых перед сцеплением контролируется преобразователями 4 и 6. Тормоз 5 служит для фиксации шпинделя. В приводе, изображенном на рис. 13.8, г, двигатель М2 подключается к шпинделю при сцеплении червяка 12, находящегося в каретке 11, с червячным колесом 14. Для поворота каретки служит гидроцилиндр 10. Преобразователи 13 и 9 контролируют угловое положение червяка и колеса перед их сцеплением.

Привод позиционирования или дискретного вращения шпинделя с целью

получения заданной точности обработки программы выполняют в виде короткой кинематической цепи, komponуют его, используя волновую передачу с большим передаточным отношением и высоким КПД, беззазорные передачи, точные измерительные преобразователи перемещений [75]. Для повышения термической стабильности шпиндельную бабку отделяют от коробки скоростей и выполняют термосимметричной.

13.5. ГИБКИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ МОДУЛИ

Гибкий производственный модуль представляет собой единицу технологического оборудования для обработки деталей произвольной номенклатуры в установленных пределах значений их характеристик, оснащенную системой программного управления, функционирующую автономно и автоматически осуществляющую все функции. Обеспечивается возможность встраивания модуля в гибкую производственную систему. К гибким производственным модулям предъявляется требование работы без участия обслуживающего персонала (в режиме безлюдной технологии) в течение одной-двух смен непрерывно.

В гибком производственном модуле предусматривают ряд подсистем: транспортирования; загрузки и выгрузки деталей; накопления и смены режущих инструментов и технологической оснастки; контроля состояния инструментов; контроля качества обработанных деталей; автоматизированного диагностирования; адаптации к условиям обработки; внутренний накопитель обрабатываемых деталей и др. Все подсистемы модуля объединены системой микропроцессорного управления. Таким образом, гибкий производственный модуль представляет собой станок с ЧПУ, оснащенный дополнительными техническими средствами. Существуют гибкие модули для токарной обработки, нарезания зубчатых колес, абразивной обработки, фрезерно-сверлильно-расточные и др.

В состав типового токарного модуля входят: токарный станок с револьверной головкой; инструментальный магазин (с запасом до 30 инструментов); механизм для автоматической смены инструментов; накопитель обрабатываемых деталей, например в виде тактового стола; система распознавания заготовок путем их измерения и сравнения размеров с размерами заготовок, введенными в память устройства ЧПУ (в нем могут храниться описания нескольких десятков различных заготовок); магазин сменных комплектов кулачков или сменных патронов (хранится до 15 комплектов кулачков); загрузочная система, которая производит не только смену обрабатываемых деталей, но и кулачков, поддонов, захватов; система автоматического измерения обработанной детали и ввода коррекции в программу (при обработке деталей мелкими и средними партиями измерение производится в рабочей зоне, крупными партиями — вне станка на контрольно-измерительной машине); система контроля режущего инструмента, выдающая команду на его смену при достижении предельного износа или при поломке.

Станок, входящий в состав модуля, существенно отличается от обычных станков с ЧПУ. Шпиндель может фиксироваться автоматически после поворота на каждый градус или на несколько градусов. В револьверной головке имеется несколько вращающихся шпинделей. Благодаря этому выполняются

не только токарная обработка, но также фрезерование и сверление радиальных отверстий. Задняя бабка управляется полностью по программе. Система ЧПУ обеспечивает быструю переналадку оборудования при обработке малых партий деталей, оптимальные режимы резания, автоматическую подналадку.

Шлифовальные гибкие производственные модули строят по модульному принципу по типу кругло-, плоско- и внутришлифовальных станков. Конструкция станка должна быть приспособлена к изменяющимся условиям производства. Станина изготавливается из специального виброгасящего чугуна или из синтетического материала с высоким декрементом затухания. Она должна сохранять геометрическую точность в течение длительного времени, быть устойчивой к термическим деформациям. Для автоматической смены шлифовальных кругов бабка кругло- и внутришлифовальных станков выполняется в виде трех- или четырехшпиндельной револьверной головки с бесступенчатым приводом вращения шпинделей. Шлифовальные шпиндели оснащаются быстросменными оправками, Оправки и круги хранятся в магазине на 12—18 инструментов. Конструкция передней бабки обеспечивает технологическую гибкость станка. Благодаря ее повороту на определенный угол обрабатываются конические и развитые торцовые поверхности. При применении передней бабки с приводом продольных перемещений можно автоматизировать цикл переналадки станка на обработку различных по длине деталей. Станки оснащают автоматическими устройствами правки и балансировки шлифовального круга. В состав модуля входит загрузочное устройство для автоматической смены обрабатываемых деталей и шлифовальных кругов.

13.6. РЕВОЛЬВЕРНЫЕ ГОЛОВКИ

Общие сведения. В револьверной головке помещают несколько инструментальных шпинделей или инструментов. Смена инструментов на рабочей позиции станка осуществляется путем ее поворота. Револьверные головки могут иметь 4, 5, 6, 12, 16 позиций (граней).

Достоинства револьверных головок: простота конструкции, небольшие затраты времени на смену инструмента (2...3 с). Их недостатки: небольшое число размещаемых инструментов, недостаточная жесткость, относительно низкая точность коротких шпинделей.

Револьверными головками оснащают токарные автоматы, агрегатные станки, токарные, вертикально-сверлильные и вертикально-фрезерные станки с ЧПУ.

Типы револьверных головок. Инструменты, закрепленные непосредственно в револьверной головке (резцы, сверла и др.), в процессе обработки детали вращения не получают. Инструментальный шпиндель, находящийся на рабочей позиции головки, приводится во вращение, а резьбонарезной также и реверсируется.

Оси инструментов могут быть направлены радиально (рис. 13.9, а), параллельно оси головки (рис. 13.9, б), под углом к ней (рис. 13.9, в). В последнем случае число позиций в головке может быть увеличено, так как расположение инструментов, соседних по отношению к находящемуся в рабочей позиции, позволяет увеличить длину рабочего хода головки. В револьверных

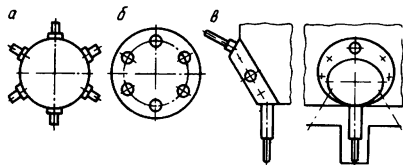


Рис. 13.9. Револьверные головки

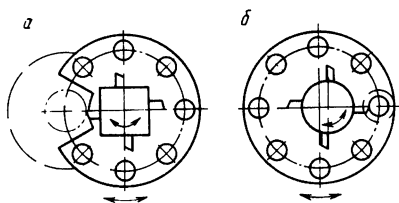


Рис. 13.10. Комбинированные револьверные головки

головках станков типа "гибкий модуль" инструменты устанавливаются как в радиальном направлении, так и в осевом.

Применяются комбинации двух револьверных головок, которые могут быть расположены концентрично (рис. 13.10, а) или эксцентрично (рис. 13.10, б). В одной из них устанавливают резцы, в другой — стержневые инструменты и борштанги. Это позволяет увеличить концентрацию операций на станке.

Эта же цель достигается путем размещения двух револьверных головок на одном корпусе, на двух отдельных корпусах, находящихся на одних салазках, или на разных салазках. При большом числе стыков жесткость револьверной головки снижается.

Механизмы делительного вращательного движения. Для поворота револьверной головки применяются электрический, гидравлический, пневматический источники энергии и их комбинации. В состав привода поворота могут входить: двигатель (электрический, гидравлический, пневматический), передаточный механизм (зубчатая или червячная передача) и делительный механизм (кулачковый, мальтийский, зубчато-рычажный в сочетании с гидроцилиндром). Делительные механизмы обеспечивают поворот револьверной головки на определенный постоянный угол и обычно применяются в станках, работающих по жесткой программе в массовом производстве. В станках с ЧПУ при необходимости поворота револьверной головки на различные углы, задаваемые программой, и вращения без остановок в промежуточных позициях применяются механизмы с управляемым жестким упором ударного действия или с упором, вводимым в гнездо; упоры могут одновременно служить фиксаторами. В револьверных головках современной конструкции механические преобразователи движения заменяют управляемым электрическим приводом, осуществляющим также торможение поворотного устройства.

Часто используется метод позиционирования, состоящий в том, что исполнительный орган с замедлением перебегаем позицию фиксации, а затем выходит на эту позицию при обратном вращении головки с малой скоростью. При применении регулируемого электропривода используют улучшенный трапецидальный закон изменения скорости, оптимизируя работу механизма поворота на этапах разгона и торможения.

Механизмы фиксации. Эти механизмы обеспечивают необходимую точность позиционирования и жесткость головки под нагрузкой.

Механизмы одинарной фиксации допускают относительно большую погрешность индексации. Для ее снижения фиксатор располагают на возможно большем расстоянии от оси поворота головки.

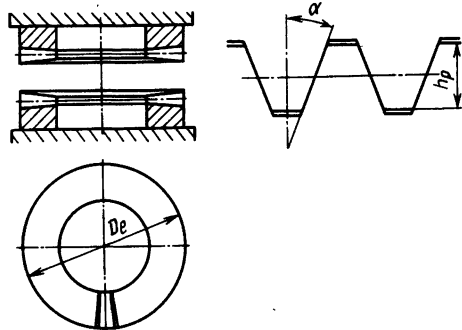


Рис. 13.11. Механизм фиксации с прямыми зубьями

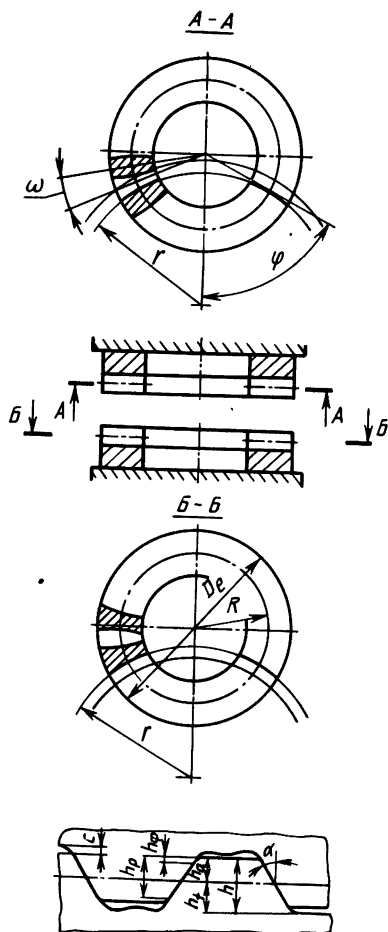


Рис. 13.12. Механизм фиксации с круговыми зубьями

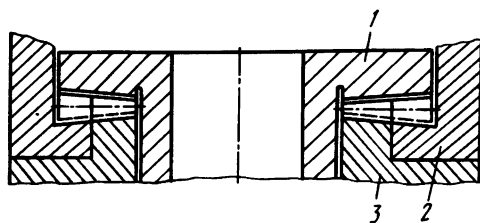


Рис. 13.13. Механизм фиксации с тремя зубчатыми венцами

Для фиксации револьверных головок и поворотных столов станков с ЧПУ применяют зубчатые торцовые муфты. Муфту образуют две полумуфты с зубчатыми венцами, которые представляют собой плоские конические колеса с прямыми или круговыми зубьями. Высота прямых зубьев изменяется вдоль радиуса колеса (рис. 13.11), их поперечное сечение совпадает с профилем зубьев рейки при $\alpha = 20^\circ$. Круговые зубья имеют постоянную высоту (рис. 13.12), на одной полумуфте они выпуклы, на другой вогнуты. Угол профиля составляет $20...45^\circ$. Зубья контактируют по всей длине. Муфты с прямыми зубьями более технологичны, с круговыми зубьями более жестки.

Одна полумуфта закреплена на неподвижном корпусе, другая — на поворотной части револьверной головки. Перед поворотом головка расфиксируется путем отвода ее от корпуса.

Благодаря увеличению числа отдельных фиксирующих пар и усреднению погрешностей деления механизм обладает повышенной точностью. Его недостатки: потери времени на разъединение венцов, возможность всасывания пыли при уменьшении давления внутри механизма отвода поворотной части головки.

Механизм фиксации, состоящий из трех зубчатых венцов (рис. 13.13), работает следующим образом. Подъем венца 1 приводит к расфиксации головки. Затем происходит поворот головки вместе с зубчатым венцом 2. После опускания венец 1 зацепляется с венцами 2 и 3, и происходит фиксация поворотного устройства. Этот механизм обладает следующими преимуществами: устранено всасывание обычно запыленного воздуха в его внутреннюю полость, уменьшено время на фиксацию и расфиксацию благодаря снижению массы поднимаемого узла. Однако по сравнению с механизмом, состоящим из двух венцов, он имеет пониженную жесткость, обусловленную наличием дополнительных контактных поверхностей и износом зубьев венцов 2 и 3. Контакт венцов можно сделать более полным, если обеспечить податливость венца 1.

Проектирование зубчатых торцовых муфт с прямыми зубьями. Геометрические параметры муфт на первом этапе определяют предварительно, на втором уточняют по критериям жесткости и прочности стыка и необходимого усилия затяжки, на третьем проверяют экспериментально.

Выполнив эскизный проект револьверной головки, определяют наружный диаметр муфты D_e , задаются числом зубьев $z = 96$ (если головка должна иметь 4, 6, 8 или 12 позиций) или $z = 72$ (если требуется позиционирование через каждые 5°). Вычисляют модуль зубчатых венцов

$$m = D_e / z$$

и округляют его до стандартного значения, равного 2; 2,5; 3 и 4 мм.

Рабочая высота зуба

$$h_p = 1,4m,$$

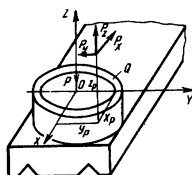
средний радиус венца

$$R = k_R m \quad (k_R = 30...40),$$

длина зуба (ширина венца)

$$b = k_b m \quad (k_b = 6...8).$$

Рис. 13.14. Расчетная схема механизма фиксации



Определив геометрические параметры муфты, находят минимальную силу, необходимую для ее затяжки. На расчетной схеме (рис. 13.14) верхняя (подвижная) полумуфта с прикрепленным к ней узлом, например поворотной частью револьверной головки, не показана. В момент резания на револьверную головку действуют составляющие силы резания P_X, P_Y, P_Z и сила затяжки P , направленная по нормали к условной площадке Q стыка колец и проходящая через их центр O . Если составляющие силы резания перенесли в начало координат, на револьверную головку, кроме сил P_X, P_Y и P_Z , действуют три момента:

$$M_X = P_Y z_P + P_Z y_P ;$$

$$M_Y = -P_X z_P - P_Z x_P ;$$

$$M_Z = P_X y_P - P_Y x_P .$$

Результирующая сил P и P_Z создает равномерное давление в точках стыка между плоскими кольцами, находящимися на окружности среднего радиуса:

$$\sigma_1 = \frac{P - P_Z}{S}, \quad (13.1)$$

где S — площадь проекции контактных поверхностей на плоскость Q :

$$S = 2bh_p z \beta \operatorname{tg} \alpha ;$$

β — коэффициент, учитывающий неравномерность и прерывистость контакта: $\beta = 0,5 \dots 0,6$.

Суммарный момент от моментов M_X и M_Y

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} .$$

Суммарный момент увеличивает давление на одной половине кольца на σ_2 и на столько же уменьшает его на другой. Максимальное значение σ_2 в точках кольца на окружности радиуса R

$$\sigma_2 = MR / I_Q , \quad (13.2)$$

где I_Q — осевой момент инерции области Q .

Так как $I_Q = SR^2/2$, то

$$\sigma_2 = 2M / (SR) .$$

Момент M_Z увеличивает давление на одной стороне зубьев на σ_3 и на столько же уменьшает на другой стороне:

$$\sigma_3 = \frac{|M_Z| \operatorname{tg} \alpha}{SR} . \quad (13.3)$$

Максимальное и минимальное давление в точках контакта, находящихся на окружности радиуса R :

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 ; \quad (13.4)$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_3 .$$

С учетом зависимостей (13.1)–(13.3) получаем

$$\sigma_{\min} = \frac{P - P_Z}{S} - \frac{2\sqrt{M_X^2 + M_Y^2}}{SR} - \frac{|M_Z| \operatorname{tg} \alpha}{SR} .$$

Жесткость стыка считается достаточной, если в процессе черновой обработки ни в одной его точке на окружности радиуса R давление не становится меньше допустимого ($\sigma_{\min}$), принимаемого равным (1...2) МПа. Это условие соблюдается, когда сила затяжки удовлетворяет соотношению

$$P \geq [\sigma_{\min}] S + P_Z + \frac{2\sqrt{M_X^2 + M_Y^2} + |M_Z| \operatorname{tg} \alpha}{R} . \quad (13.5)$$

В результате упругих деформаций поверхностей зубьев муфты режущая кромка инструмента в направлении осей Z и Y смещается на δ_Z и δ_Y :

$$\delta_Z = M_X e_{\varphi_X} y_P - M_Y e_{\varphi_Y} x_P + \frac{kP_Z}{S} ; \quad (13.6)$$

$$\delta_Y = \frac{(M_Z x_P \operatorname{tg} \alpha - 2M_X z_P) kR^2}{2bh\beta(2R+b) \operatorname{tg} \alpha} , \quad (13.7)$$

где e_{φ_X} и e_{φ_Y} — значения угловой контактной податливости стыка зубьев относительно осей X и Y : $e_{\varphi_X} = e_{\varphi_Y} = k/I_Q$; k — коэффициент контак-

ной податливости стыка: $k = 5 \cdot 10^{-11} \text{ м}^3/\text{Н}$.

Зубчатые венцы муфт проектируют в следующем порядке. Выполняют эскизный проект револьверной головки, на основе которого определяют геометрические параметры зубчатого венца и координаты x_P, y_P, z_P точки приложения силы резания. Принимают значения параметров α, β, k и $[\sigma_{\min}]$. Исходя из требуемой жесткости станка, допустимые смещения $[\delta_Z]$ и $[\delta_Y]$ режущей кромки инструмента в результате деформации поверхностей зубьев принимают равными 0,05–0,1 общего допустимого смещения режущей кромки. Например, при проектировании револьверной головки токарно-револьверного станка усилия P_X, P_Y, P_Z , схему нагружения и координаты точки приложения нагрузки можно установить по ГОСТ 17–70 (проверка 17).

Определяют составляющие силы резания и моменты типового полустого режима обработки. При этой нагрузке по зависимостям (13.6) и (13.7) проверяют, не превосходят ли расчетные значения δ_Y и δ_Z допустимые $[\delta_Y]$ и $[\delta_Z]$. Если оказалось, что $\delta_Y > [\delta_Y]$ или $\delta_Z > [\delta_Z]$, увеличивают R . Затем находят модуль m , округляют его до стандартного и повторяют расчет δ_Y и δ_Z .

Определяют нагрузки на муфту для типового чернового режима обработки. При этих нагрузках по зависимости (13.5) вычисляют требуемое усилие затяжки муфты.

По зависимости (13.4) рассчитывают максимальное давление на боковых поверхностях зубьев $\sigma_{\max}$ и сравнивают с допускаемым $[\sigma_{\text{см}}]$, которое принимают равным 700 МПа. Если условие прочности не соблюдается, необходимо изменить конструктивные параметры зубчатых венцов.

Проектирование зубчатых торцовых муфт с круговыми зубьями. На основе эскизного проекта револьверной головки определяют наружный диаметр муфты D_e и проверяют ее зубья на прочность по зависимости

$$D_e \geq 100 \sqrt[3]{\frac{M}{8,75[\sigma]}},$$

где M — крутящий момент, создаваемый нагрузкой и приведенный к оси полумуфты, Н·м; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение сопротивления разрыву для материала муфты, МПа.

Затем вычисляют модуль муфты

$$m = D_e / z$$

и округляют до стандартного. Определяются другие параметры муфты (см. рис. 13.12):

высота зуба

$$h = 0,88 m;$$

зазор между головкой и ножкой

$$c = 0,1 m;$$

высота фаски

$$h_{\phi} = 0,09 m;$$

рабочая высота зуба

$$h_p = h - 2c - 2h_{\phi} = 0,5 m;$$

высота головки

$$h_a = 0,5(h - c) = 0,34 m;$$

высота ножки

$$h_f = h - h_a = 0,54 m;$$

ширина венца

$$b < 0,125 D_e;$$

средний радиус муфты

$$R = 0,5(D_e - b);$$

радиус продольной кривизны

$$r \approx 2R;$$

толщина выпуклого зуба

$$s_1 = \frac{\pi R}{z} + \frac{b^2}{12r};$$

толщина вогнутого зуба

$$s_2 = \frac{\pi R}{z} - \frac{b^2}{12r}.$$

Радиус продольной кривизны уточняют по зависимости

$$r = R \operatorname{tg} \varphi,$$

где φ — половина угла охвата режущим инструментом зубьев муфты при ее изготовлении: $\varphi = \pi z \varphi / (2z)$; $z \varphi$ — целое число охваченных инструментом угловых полушагов.

Напряжение среза зубьев

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{M}{\pi b R^2}$$

сравнивают с допускаемым $[\sigma_{\text{ср}}] = 100 \text{ МПа}$.

Среднее контактное давление на боковых сторонах зубьев

$$p = \frac{1}{zbh} \left(\frac{P}{2 \operatorname{tg} \alpha} + \frac{M}{R} \right)$$

должно быть меньше допускаемого $[p] = 700 \text{ МПа}$.

Примеры револьверных головок. Револьверная головка (рис. 13.15, а) предназначена для автоматической индексации режущих инструментов на токарном станке с ЧПУ. Инструменты закрепляются на инструментальном диске с горизонтальной осью вращения (рис. 13.15, б). Основные размеры шестипозиционной головки — $L = 500 \text{ мм}$, $L_1 = 70 \text{ мм}$, $L_2 = 315 \text{ мм}$, $D = 310 \text{ мм}$, десяти- и двенадцатипозиционной — $L = 540 \text{ мм}$, $L_1 = 90 \text{ мм}$, $L_2 = 328 \text{ мм}$, $D = 410 \text{ мм}$.

От ротора 9 (рис. 13.16) электродвигателя 10 движение передается водилу 12 планетарного редуктора, а от него зубчатому блоку 7, венцы которого являются сателлитами этого редуктора. Один сателлит входит в зацепление с неподвижным зубчатым колесом 13, другой — с подвижным 6. С помощью торцевой зубчатой муфты ступица этого колеса связана с кулачком 2, управляющим индексацией головки. Ступица колеса 6 выполнена в виде винта с трапециевидальной резьбой, который сопрягается с гайкой 5, соединенной с поворотной гильзой 3. К гильзе прикреплены инструментальный диск 1 и полу-

муфта 15 с круговыми зубьями, служащая для фиксации поворотной части головки. Вторая полумуфта 14 прикреплена к ее корпусу. С поворотной частью головки посредством штанги и муфты соединен измерительный преобразователь круговых перемещений 11, выполненный с герметичными магнитоуправляемыми контактами (герконами).

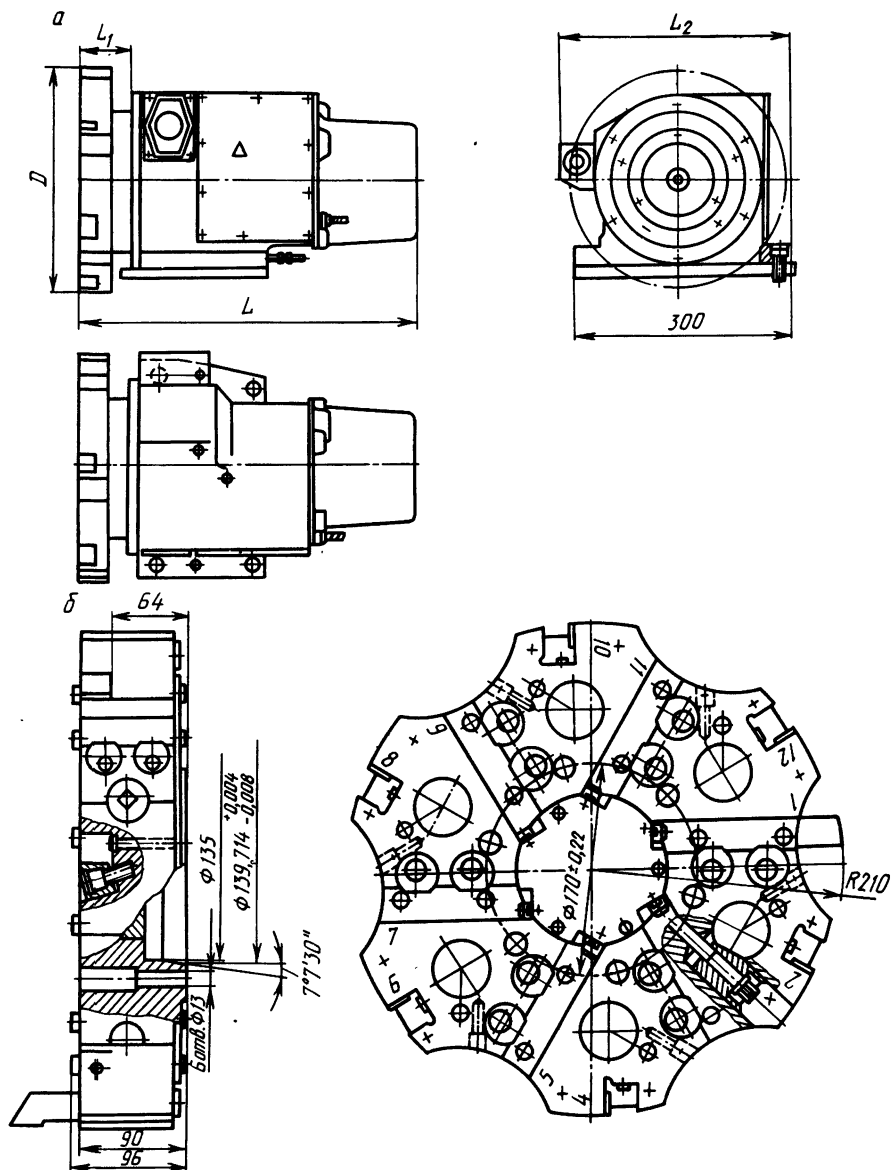


Рис. 13.15. Револьверная головка для токарного станка с ЧПУ

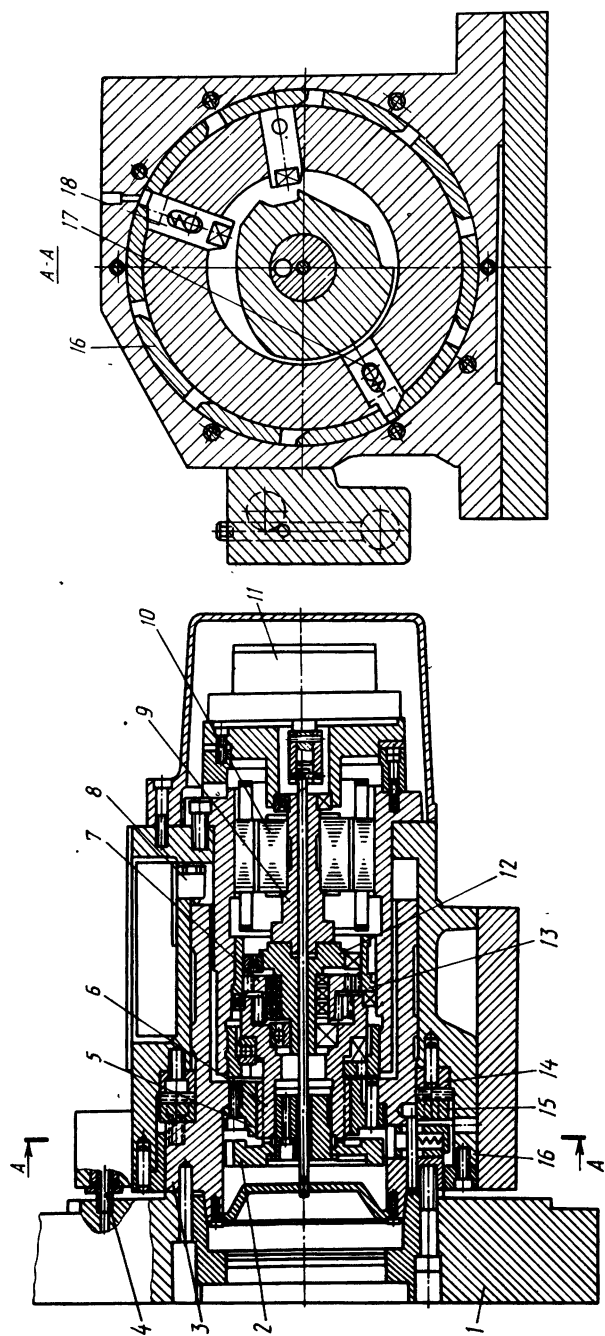


Рис. 13.16. Механизм револьверной головки

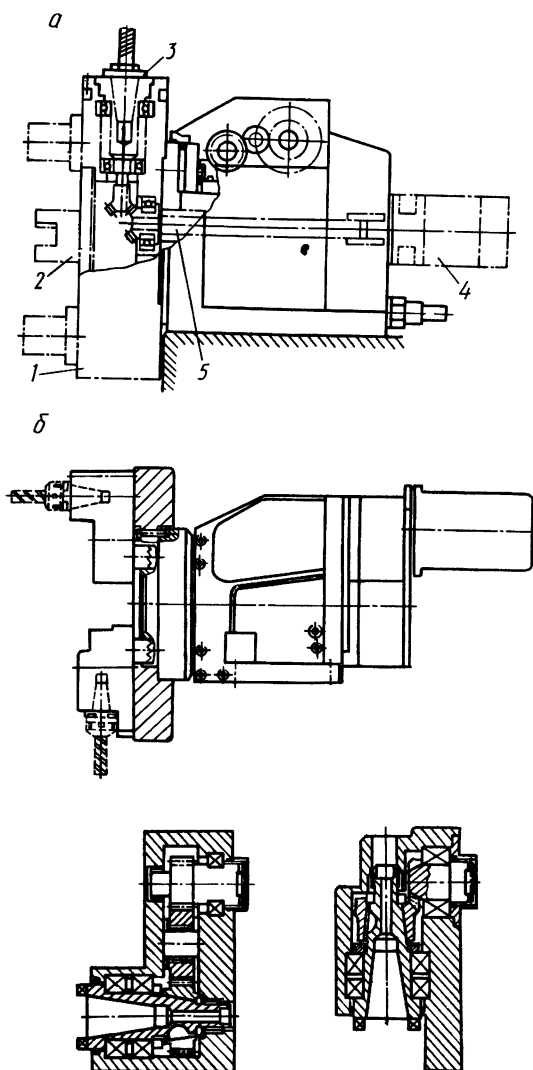


Рис. 13.17. Револьверные головки с вращающимися шпинделями

Цикл работы головки начинается пуском электродвигателя 10. При этом приводятся во вращение зубчатое колесо б и кулачок 2. Благодаря тому что зубчатая муфта сцеплена и гильза 3 пока не вращается, гайка 5, а вместе с ней и гильза 3 перемещаются влево, происходит расцепление фиксирующей муфты. В момент, когда разъединение муфты заканчивается, уступ кулачка соприкасается с пальцем 18. При дальнейшем вращении кулачка палец под действием скоса на детали 16 входит в паз кулачка и двигатель 10 соединяется с гильзой 3; инструментальный диск 1 приводится во вращение против часовой стрелки.

Когда инструментальный диск повернется на угол, на $3...5^\circ$ превышающий заданный по программе, по команде измерительного преобразователя 11 происходит реверс двигателя 10 и всех вращающихся частей головки. При этом фиксаторы 17 и 18 под действием пружин попадают в пазы фланца 16 и гильза 3 фиксируется. При дальнейшем вращении винта 6 гильза перемещается вправо, происходит сцепление и затягивание зубчатых полумуфт. Это контролируется микропереключателем 8.

В конце цикла фиксации инструментального диска вращение ротора электродвигателя прекращается, и максимальный ток, протекающий через его статор, приводит к срабатыванию токового реле. Двигатель выключается.

К работающему инструменту по каналу 4 подводится смазочно-охлаждающая жидкость.

Револьверные головки с вращающимися шпинделями позволяют производить на токарных станках сверление радиальных отверстий, фрезерование шпоночных пазов и т.д. В отверстиях на торце инструментального диска 1 (рис. 13.17, а) устанавливают державки 2 с неподвижными инструментами, а в радиальных отверстиях помещают шпиндельные узлы, с помощью которых закрепляются и приводятся во вращение инструменты 3 разного назначения. Инструменту, находящемуся в рабочей позиции, движение передается от электродвигателя 4 через вал 5. Револьверные головки могут быть оснащены сменяемыми шпиндельными блоками с радиальным или осевым расположением инструмента (рис. 13.17, б). Инструмент, находящийся в рабочей позиции, соединяется с приводом вращения с помощью торцевой муфты, имеющейся на первом валу шпиндельного блока.

13.7. ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫЕ АВТООПЕРАТОРЫ

Инструментальные автооператоры с одним захватом. Эти автооператоры наиболее просты по конструкции, но цикл смены инструментов с их помощью длительный (до 10 с). В одних конструкциях механическая рука 5 совершает вращательное движение относительно оси, параллельной шпинделю 2 станка (рис. 13.18, а). Переместившись из исходного положения, рука извлекает из шпинделя использованный инструмент 1 и помещает его в свободное гнездо магазина 4, а затем по окончании поиска нового инструмента 3 переносит его из магазина к шпинделю и вводит в зажимное устройство. В других конструкциях механическая рука 5 вращается относительно оси, перпендикулярной к оси шпинделя 2 (рис. 13.18, б). Извлечение использованного инструмента 1 из шпинделя и ввод нового 3 происходят благодаря осевому движению шпинделя.

Инструментальные автооператоры с двумя захватами. Такие автооператоры сложнее однозахватных, но обеспечивают значительно меньшую длительность цикла смены инструмента. Их можно разделить на две группы: с вращательным движением руки и с поступательным движением руки.

Автооператор с вращательным движением руки и зажимом инструментальных оправок в радиальном направлении (рис. 13.18, г) работает следующим образом. Из исходного положения рука 5 поворачивается в рабочее и захватывает использованный инструмент 1, находящийся в шпинделе 2, и новый 3, который с помощью гильзы 6 переведен в магазине 4 в горизонтальное

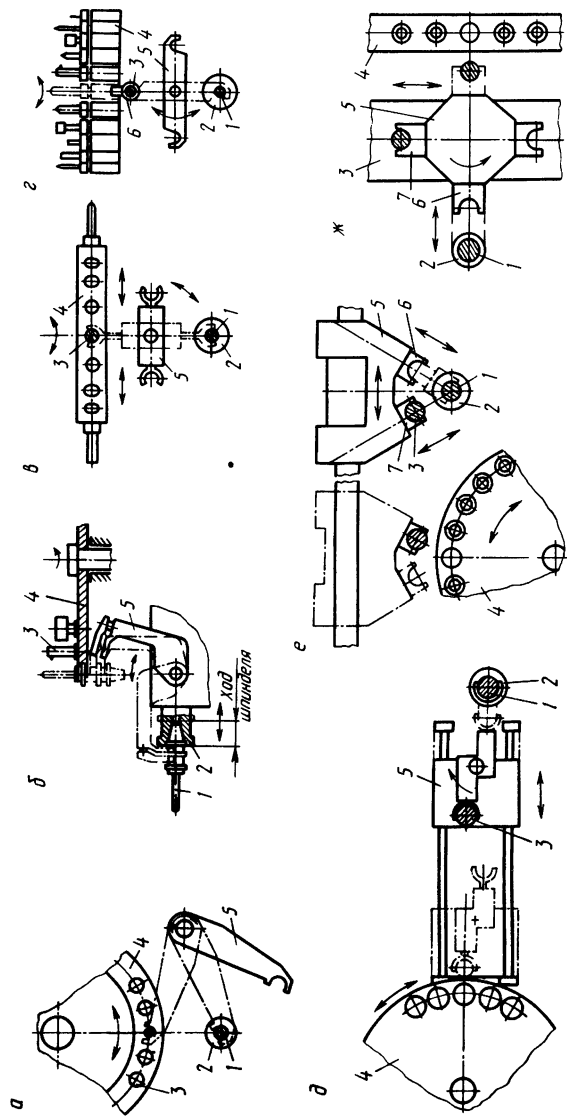


Рис. 13.18. Инструментальные автооператоры

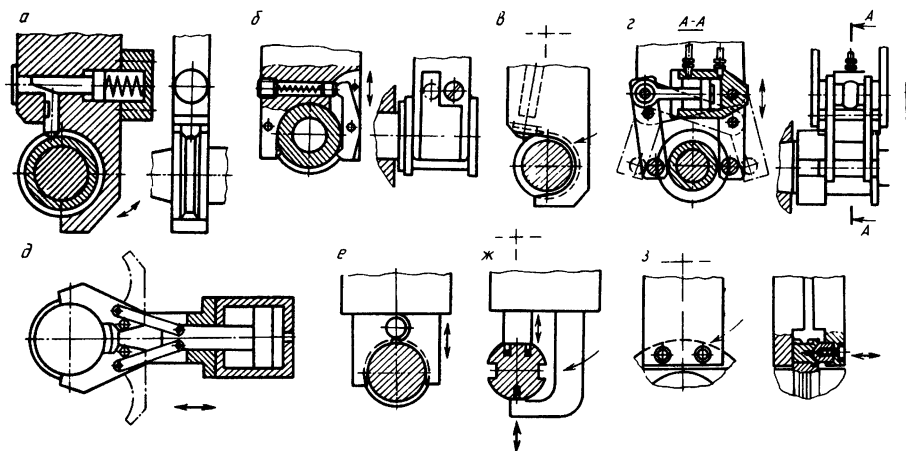


Рис. 13.19. Захваты автооператоров

положение. Автооператоры с вращательным движением руки и осевым захватом (рис. 13.18, з) работают аналогично. Их применяют, когда инструментальный магазин находится вблизи шпинделя.

Применение автооператоров с поступательным движением захватов 7 (рис. 13.18, д, е, ж) позволяет располагать инструментальный магазин вне станка, так как автооператор выполняет и функции транспортного устройства.

Захваты автооператоров. Захваты предназначены для зажима и удержания инструментов в момент их переноса. Захваты, зажимающие инструменты в радиальном направлении, снабжаются пружинным элементом (рис. 13.19, а, б, в), могут быть клещевого (рис. 13.19, г, д, е) и тисочного (рис. 13.19, ж) типов. Захваты, осуществляющие зажим инструментальных оправок в осевом направлении, бывают клещевыми и тисочными (рис. 13.19, з). Если при вводе инструмента в шпиндель угловые положения шпинделя и оправки должны быть строго согласованы, зажимные губки захвата снабжают фиксирующими элементами (рис. 13.19, ж, з).

Механизмы приводов загрузочных автооператоров. В приводах вращательного движения используются электродвигатели и червячные или зубчатые передачи, поворотные гидродвигатели, а также гидроцилиндры в совокупности с зубчато-реечной передачей, кулачковым или мальтийским механизмом.

Привод поступательного движения представляет собой гидро- или электродвигатель вместе с зубчато-реечным или винтовым механизмом, а также гидроцилиндр в совокупности с кулачковым механизмом.

13.8. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СМЕНЫ ИНСТРУМЕНТОВ

Движения механизмов смены инструментов. Инструментальные магазины, револьверные головки, автооператоры, кантователи совершают вращательное движение. Каретки, промежуточные носители, автооператоры при выводе и вводе инструмента в гнездо перемещаются поступательно. Цикл любого дви-

$$v_{y \min} > \frac{2\Delta v_y}{1 + \frac{\Delta P_c}{P_c} - \frac{\Delta m}{m}}.$$

Наибольшая скорость узла при подходе к упору не должна вызывать сильного удара между ними. Для автооператоров загрузочных устройств рекомендуется $v_{y \max} \leq 0,2$ м/с.

Для предотвращения колебаний в механизмах при переходных процессах (разгоне, торможении) и малых ходах (0,15...0,3 м) ускорение не должно превышать 5...6 м/с², при больших ходах (0,7...0,8 м) допускаемое ускорение может быть повышено до 10... 12 м/с².

Номинальное время торможения узла при равнозамедленном движении

$$t_T = m v_0 / P,$$

где P — действующая на узел сила.

Режимы вращательного движения механизмов. Инструментальные магазины совершают вращательное движение со ступенчато изменяющейся скоростью (рис. 13.20, в). Время поворота на i позиций складывается из времен разгона, равномерного вращения с угловой скоростью ω_0 , торможения и позиционирования с угловой скоростью ω_{Π} .

Для движения с одинаковым ускорением ϵ при разгоне и торможении рациональным является отношение $\omega_0 / \sqrt{\epsilon} = 0,3...0,35$. При обычно используемых ускорениях $\epsilon = 10...15$ с⁻² рациональная угловая скорость равномерного движения $\omega_0 = 1... 1,3$ с⁻¹.

Минимальная угловая скорость вращательного движения узла определяется с учетом возможных отклонений момента сопротивления M_c на ΔM_c , приведенного момента инерции I на ΔI и номинальной скорости подхода к упору ω_y на $\Delta \omega_y$:

$$\omega_{y \min} > \frac{2\Delta \omega_y}{1 + \frac{\Delta M_c}{M_c} - \frac{\Delta I}{I}}$$

С учетом того что инструментальный магазин поворачивается на разное число позиций, приведенное время движения при разгоне и торможении с одинаковым ускорением

$$T = \sum_{i=1}^n p_i T_i \approx \frac{1}{\sqrt{\epsilon}} \left[f(p, n) \frac{1}{a} + (a - a_{\Pi}) \frac{2\pi\gamma}{na_{\Pi}} \right], \quad (13.8)$$

где n — общее число позиций в магазине; p_i — вероятность поворота на i позиций; T_i — время поворота на i позиций; ϵ — ускорение при разгоне и торможении; $f(p, n)$ — функция, характеризующая закон распределения ходов при повороте на разное число позиций (для симметричных распределе-

ний $f(p, n) \approx \pi(n+1)/n$; $\alpha = \omega_0 / \sqrt{\epsilon} (\omega_0 - \text{угловая скорость равномерного вращения при повороте})$; $\alpha_n = \omega_n / \sqrt{\epsilon} (\omega_n - \text{угловая скорость при позиционировании})$; $\gamma = \varphi_n / \varphi_1 (\varphi_n - \text{угол поворота при движении со скоростью } \omega_n, \varphi_1 = 2\pi/n - \text{угол поворота на одну позицию})$.

В зависимости (13.8) первое слагаемое определяет время равномерного движения, второе — время переходных процессов и фиксации.

13.9. МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ АВТОМАТИЧЕСКОГО ЗАЖИМА ИНСТРУМЕНТОВ

Конструкции механизмов. Способ зажима инструмента на станке с ЧПУ зависит от типа станка, конструкции шпиндельного узла, базирующих и зажимных элементов инструмента.

Для автоматизированного зажима фрезерной или расточной оправки 1 (рис. 13.21, а) с коническим хвостовиком, устанавливаемой в шпинделе 16, который вместе с гильзой 15 может перемещаться в осевом направлении, служит устройство с цанговым захватом. Оправка затягивается в шпиндель с помощью пакета тарельчатых пружин 5, которые воздействуют на нее через гайку 7, стержень 6, четырехлепестковую цангу 4 и винт 14. Самопроизвольному раскрытию цанги препятствует втулка 2.

Для освобождения инструмента служат гидроцилиндры, перемещающиеся в осевом направлении вместе со шпиндельной гильзой. Их корпус 10 удерживается от вращения шпонкой 9. Инструментальная оправка освобождается следующим образом. Масло подается в правый гидроцилиндр, по осевому каналу в его штоке проходит в левый цилиндр и действует на его поршень. При этом шток 11 перемещается влево, сжимает пакет тарельчатых пружин 5 и вместе со штоком правого гидроцилиндра передвигает цангу влево. Надвигаясь на коническую втулку 13, удерживаемую пружиной 3, цанга раскрывается. При дальнейшем движении цанга упирается в винт и выталкивает оправку из шпинделя. При отсутствии оправки в шпинделе чашка 12 пружинами 5 доводится до упора 8.

Если шпиндель установлен непосредственно в корпусе станка, для зажима инструмента может быть применено устройство, показанное на рис. 13.21, б. Оправка 17 затягивается в шпиндель 18 с помощью пакета тарельчатых пружин 25, стержня 24 и шарикового захвата 19, а освобождается, когда шток гидроцилиндра 22, перемещаясь влево, действует на стержень 24. Для обеспечения надежной работы шарикового захвата корпус гидроцилиндра 22 может передвигаться вправо, сжимая пружину 21, до того момента, пока гайка 23 не упрется в гайку 20. Усилие зажима замыкается на шпинделе и не передается на его упорные подшипники. От выпадания шариков при отсутствии в шпинделе оправки предохраняет шток 26. Шариковое захватное устройство создает небольшое усилие зажима.

В координатно-расточных станках применяют захват с гребенчатой цангой 27 (рис. 13.21, в), в горизонтально-расточных — с составной цангой 29 (рис. 13.21, г), которая освобождает винт 28 при перемещении ее влево вместе со стержнем 30. В станках типа "обрабатывающий центр" необходимо обеспечить большое усилие зажима, механизмы оснащают захватом с сухарями 32 (рис. 13.21, д), установленными в отверстиях тяги 33. Когда инструментальная оп-

равка затянута в шпindelь, сухари фиксируются втулкой 31; для освобождения оправки гидроцилиндр сжимает пакет тарельчатых пружин, тяга 33 передвигается влево, и сухари оказываются против расточки во втулке 31. Для создания большого усилия зажима применяют также захват с качающимися собачками 35 (рис. 13.21, е), направляемыми обоймами 34.

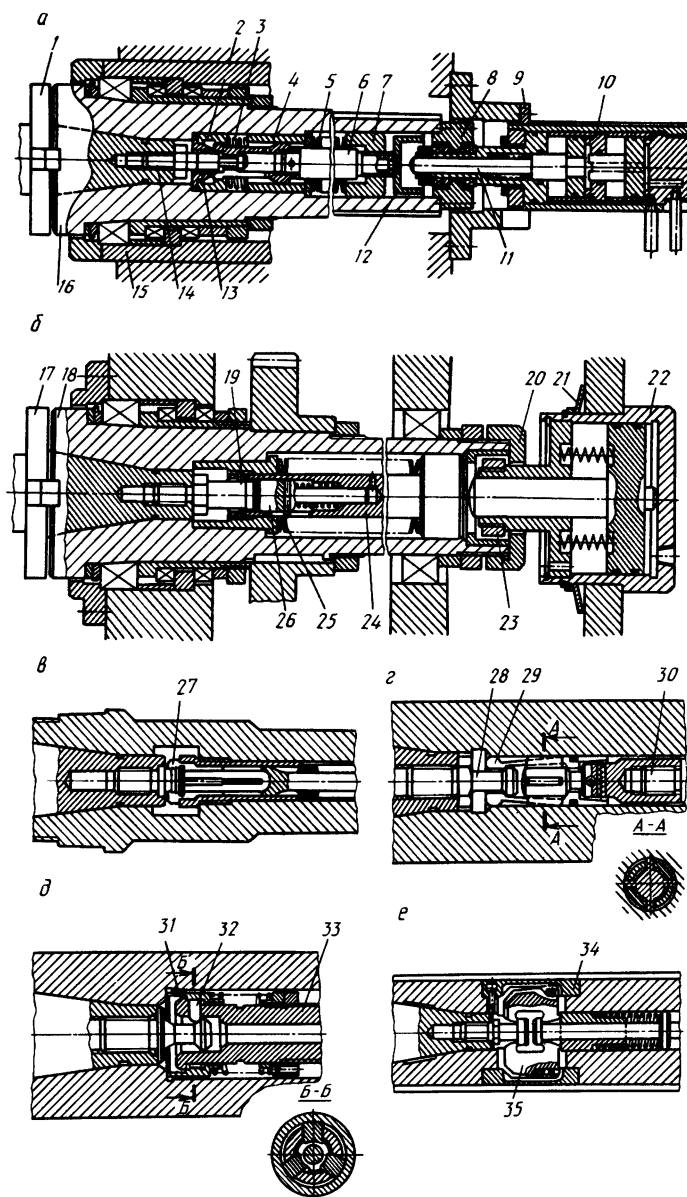


Рис. 13.21. Механизмы для автоматического зажима инструментов

Расчет механизмов. При применении автоматических устройств для зажима режущих инструментов необходимо знать усилия запрессовки и выпрессовки, а также максимальное давление в соединении. При расчетах исходят из того, что имеющие место погрешности углов уклона деталей соединения, находясь в полях допусков конических инструментальных поверхностей, оказывают существенное влияние на все рабочие характеристики соединения. Порядок расчета следующий.

В соответствии со степенью точности деталей конического соединения по СТ СЭВ 178–75 определяют максимально возможную разность их углов уклона.

Находят максимально возможное осевое усилие P_3 , действующее на инструмент в процессе резания и представляющее собой фактическое усилие запрессовки.

Учитывают, что при запрессовке инструмента в результате деформирования деталей возможны две схемы их взаимного положения: 1) расчетная длина контакта l_p соединения меньше определяемой по чертежу номинальной длины контакта l_n ; 2) расчетная длина контакта l_p больше номинальной l_n .

Зная углы $\alpha_{ш}$ и α_x уклон отверстия в шпинделе и хвостовика инструмента, вычисляют угол уклона конического соединения:

$$\alpha = \alpha_x - (\alpha_x - \alpha_{ш})(1 - \mu)(1 - r^2/R^2),$$

где μ — коэффициент Пуассона; r — большой радиус соединения; R — радиус наружной поверхности шпинделя.

Приняв возможный в производственных условиях коэффициент трения при запрессовке $f_3 = 0,3$ (поверхности обезжирены), определяют условное осевое усилие, при котором контакт имеется по всей поверхности соединения:

$$P_0 = \frac{\pi E l_n^2}{r} (\alpha - \alpha_{ш}) (\sin \alpha + f_3 \cos \alpha) \left(r - \frac{l_n \operatorname{tg} \alpha}{3} \right) \times \\ \times \frac{1 - A}{1 + A + \mu(1 - A)},$$

где E — модуль упругости материала шпинделя: $A = r^2/R^2$.

Если сила P_0 меньше максимально возможного усилия на инструменте P_3 в процессе резания, то $l_p > l_n$ и максимальное давление в соединении

$$p = C/D,$$

$$\text{где } C = \frac{2\pi E l_n^4}{r} (\alpha - \alpha_{ш}) \left(\frac{r}{2} - \frac{l_n \operatorname{tg} \alpha}{3} \right) \frac{1 - A}{1 + A + \mu(1 - A)} + \\ + \frac{P_3}{\sin \alpha + f_3 \cos \alpha}; \quad D = \frac{2\pi l_n}{\cos \alpha} \left(r - \frac{l_n \operatorname{tg} \alpha}{2} \right).$$

При этом нормальная сила, действующая на внутреннюю поверхность шпинделя,

$$N = \frac{\pi p l_{\text{н}}}{6 l_{\text{р}} \cos \alpha} (6 r l_{\text{р}} - 3 l_{\text{н}} l_{\text{р}} \operatorname{tg} \alpha - 3 r l_{\text{н}} + 2 l_{\text{н}}^2 \operatorname{tg} \alpha).$$

Если же сила P_0 больше усилия P_3 на инструменте в процессе резания, то $l_{\text{р}} < l_{\text{н}}$ и максимальное давление в соединении определяют из уравнения

$$\frac{p^3 r \cos \alpha \sin \alpha}{3 E (\alpha - \alpha_{\text{ш}})} \frac{1 + A + \mu (1 - A)}{1 - A} - p^2 r +$$

$$+ \frac{P_3 E (\alpha - \alpha_{\text{ш}})}{2 \pi \cos \alpha (\sin \alpha + f_3 \cos \alpha)} \frac{1 - A}{1 + A + \mu (1 - A)} = 0.$$

При этом нормальная сила, действующая на внутреннюю поверхность шпинделя,

$$N = \frac{\pi p l_{\text{р}}}{2 \cos \alpha} \left(r - \frac{l_{\text{р}} \operatorname{tg} \alpha}{3} \right).$$

Усилие выпрессовки

$$P_{\text{в}} = 2N (f_{\text{в}} \cos \alpha - \sin \alpha).$$

Коэффициенты трения при выпрессовке $f_{\text{в}}$ принимают в зависимости от состояния поверхностей и разности углов уклона деталей соединения:

$\alpha_{\text{х}} - \alpha_{\text{ш}}$	0"	24"	40"	66"
$f_{\text{в}}$ для обезжиренных поверхностей	0,30	0,315	0,33	0,34
$f_{\text{в}}$ для смазанных поверхностей	0,03	0,07	0,07	0,1

13.10. УСТРОЙСТВА ДЛЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СМЕНЫ ЗАГОТОВОК

Смена заготовок с помощью промышленных роботов. Промышленные роботы используются не только для загрузки станков заготовками и съема обработанных деталей, но и для смены изношенных режущих инструментов, межстаночного транспортирования заготовок, загрузки накопителей готовыми деталями, сметания стружки с поверхности стола станка и т.п.

По степени специализации функций роботы делятся на универсальные, специализированные и специальные. Универсальные роботы способны производить несколько операций на различном по технологическому назначению оборудовании. Специализированные роботы предназначены для выполнения опе-

рации какого-либо одного вида с определенным типом деталей. Сверхлегкие роботы имеют грузоподъемность до 1 кг, легкие — 1...10 кг, роботы средней грузоподъемности служат для перемещения объектов массой 10...200 кг, тяжелые — для манипулирования объектами массой 200...1000 кг.

Напольные роботы с выдвижной горизонтальной рукой обычно работают в цилиндрической системе координат, оснащены электрическими или пневматическими приводами и цикловым управлением. Их грузоподъемность составляет 0,05...20 кг. Напольные роботы с выдвижной рукой и подвижной кареткой работают в цилиндрической системе координат, имеют грузоподъемность от 1 до 1000 кг. Напольные роботы с качающейся выдвижной рукой функционируют в полярной сферической системе координат. Напольные роботы с многозвенной рукой имеют электромеханические или электрогидравлические следящие приводы отдельных звеньев руки, длины которых не изменяются; такие роботы отличаются компактностью. Портальные роботы с рукой, установленной на подвижной каретке, позволяют сэкономить производственную площадь и организовать удобное обслуживание оборудования. Транспортные роботы для перемещения деталей, уложенных в тару, перемещаются по монорельсу. Специальные роботы встраиваются в металлорежущие станки.

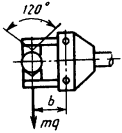
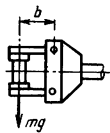
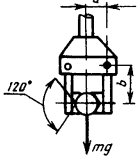
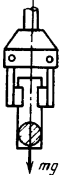
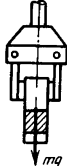
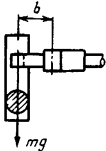
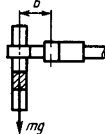
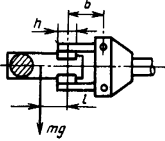
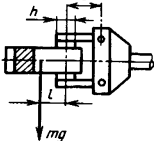
На станках, работающих совместно с промышленными роботами, должны быть обеспечены автоматический зажим деталей, автоматическое срабатывание защитных экранов (щитков), обмыв или обдув базовых поверхностей сменных устройств, контроль правильности закрепления заготовок и приспособлений.

Для захватывания и удержания предмета производства или технологической оснастки промышленный робот оснащают захватным устройством. Оно является составной частью захватной системы, в которую входят также привод, передаточный механизм и сенсорные измерительные преобразователи. К захватным устройствам предъявляются следующие основные требования: небольшая масса, что необходимо для снижения инерционных нагрузок при разгоне и торможении; небольшие габариты, расширяющие возможность использовать промышленный робот при малой зоне обслуживания технологического оборудования; надежное удержание предмета манипулирования путем создания достаточной силы захвата, которая в необходимых случаях должна регулироваться; приспособляемость к форме предмета манипулирования (способность компенсировать отклонения размеров и положения детали, а также изменение ее размеров в результате обработки); высокая точность; быстротечность.

Захватные устройства бывают простыми (имеют только губки с захватывающим движением), с приспособлениями для выполнения дополнительных операций (измерения, клеймения и др.), адаптивными (оснащены преобразователями усилия зажима, контроля базирования заготовки и т.д.). Захватные устройства делят на однозахватные и многозахватные. Промышленный робот с двухзахватным устройством во время обработки одной заготовки берет другую и переносит ее к рабочей зоне станка. По окончании обработки свободным захватом снимает обработанную деталь и устанавливает заготовку, удерживаемую другим захватом. Этот робот производит смену заготовок значительно быстрее по сравнению с однозахватным.

В качестве основных параметров захватных устройств принимают грузо-

Т а б л. 13.5. Значения коэффициента k_3

Губки призматические, деталь круглого сечения	k_3	Губки плоские, деталь прямоугольного сечения	k_3
	$\frac{1}{2}$		$\frac{1}{2}$
	$\operatorname{tg} \frac{\theta}{2} + \frac{a}{2b}$		$\frac{\mu}{2}$
	$\frac{\sin \theta}{2\mu}$		$\frac{\mu}{2}$
	$\frac{\sin \theta}{2\mu}$		$\frac{\mu}{2}$
	$\frac{3l}{h}$		$\frac{3l}{h}$

подъемность и наибольший размер захватываемой поверхности, который должен выбираться из ряда: 1, 4, 12, 32, 63, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500 мм.

Замыкание захватного устройства с поверхностями детали может быть геометрическим или силовым. В первом случае внешние силы действуют на поверхности детали как нормальные, во втором — передаются на деталь как силы трения.

Чтобы создать двухточечный контакт между поверхностями захватываемой детали и губками, последние снабжаются шарнирами: простым или шаровым на одной из губок или простым на обеих губках. Конструкция захватного устройства в значительной степени определяется габаритами, массой и конфигурацией объекта манипулирования.

Требуемое усилие зажима манипулируемой детали можно определить по зависимости

$$P_1 = mg k_1 k_2 k_3 ,$$

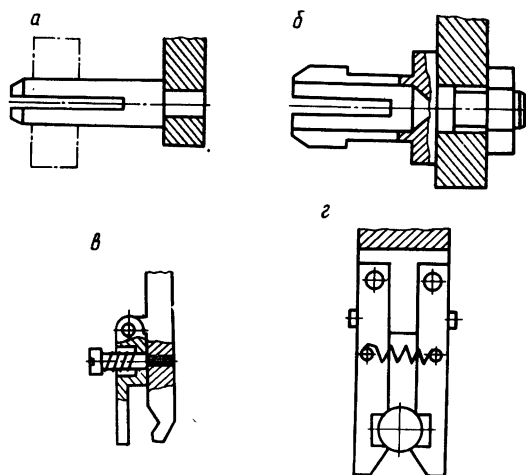


Рис. 13.22. Неуправляемые захватные устройства

где m — масса детали; k_1 — коэффициент запаса: $k_1 = 1,2 \dots 2$; k_2 — коэффициент, зависящий от ускорения a схвата: $k_2 = 1 + a/g$ (обычно $a \leq 4 \text{ м/с}^2$); k_3 — коэффициент (табл. 13.5), зависящий от отношения усилия зажима к весу детали (μ — коэффициент трения между губками захватного устройства и поверхностью детали).

В зависимости от способа взаимодействия с объектом манипулирования захватные устройства делятся на механические, вакуумные и магнитные.

Механические захватные устройства бывают неуправляемые и управляемые. Неуправляемые устройства в виде пинцета (рис. 13.22, а, б) или клещей (рис. 13.22, в, г) удерживают деталь благодаря упругости зажимных элементов (разрезного упругого валика, разрезной упругой втулки, пружины) и освобождают ее при действии дополнительных устройств. Они применяются в массовом производстве небольших изделий. Губки управляемых захватных устройств приводятся в движение пневматическими, гидравлическими или электрическими приводами. Пневматические приводы применяют в захватных устройствах для деталей массой до 5 кг. К пневматическому цилиндру энергия подводится просто, усилие зажима регулируется легко, но такой привод имеет значительные габариты. С помощью более компактного и легко регулируемого гидравлического привода можно получить значительно большие усилия зажима. Такие приводы применяют в захватных устройствах для деталей массой более 20 кг. Электрическими приводами с малогабаритными двигателями постоянного тока оснащают захватные устройства для деталей массой от 5 до 20 кг. Движение на жесткие, регулируемые или гибкие (пружинные) губки передаются зубчато-реечными, рычажно-стержневыми, кулисно-стержневыми, клиновыми, кулачковыми и другими механизмами.

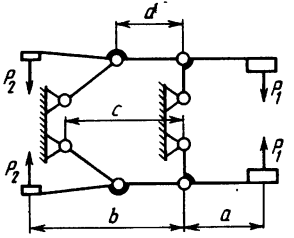
Примеры рычажно-стержневых механизмов приведены в табл. 13.6. Если P_1 — усилие на губках, P_2 — усилие, создаваемое гидро- или пневмоцилинд-

Т а б л. 13.6. Захватные устройства с рычажно-стержневыми механизмами

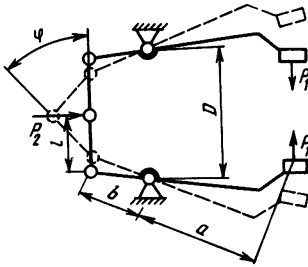
Схема механизма	Сила, развиваемая приводом
1	2
	$P_2 = \frac{P_1 l}{a \sin \theta}$
	$P_2 = \frac{P_1 a d}{b (c - d)}$
	$P_2 = \frac{2 P_1 b c}{e (d + c)}$
	$P_2 = \frac{P_1 b \sin \theta \sin 2 \varphi}{l \sin \varphi \cos (\theta + \varphi)}$
	$P_2 = \frac{2 P_1 a \operatorname{tg} \varphi}{b}$

1

2



$$P_2 = \frac{P_1 a d}{b(c-d)}$$

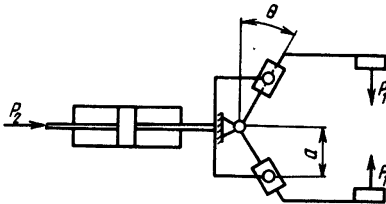


$$P_2 = \frac{2P_1 a}{b \left[\operatorname{ctg} \varphi - \frac{D - l \cos \varphi}{\sqrt{b^2 + (D - l \cos \varphi)^2}} \right]}$$

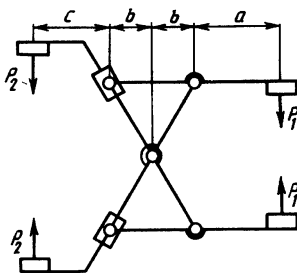
Табл. 13.7. Захватные устройства с кулисно-стержневыми механизмами

Схема механизма

Сила, развиваемая приводом

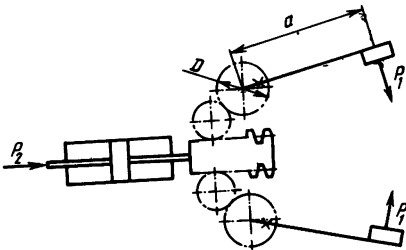
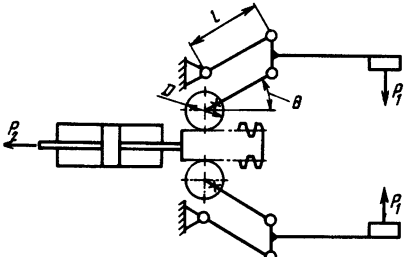


$$P_2 = \frac{2P_1 b \cos^2 \theta}{a}$$



$$P_2 = \frac{P_1 b}{b+c}$$

Т а б л. 13.8. Захватные устройства с зубчатыми передачами

Схема механизма	Сила, развиваемая приводом
	$P_2 = \frac{4P_1 a}{D}$
	$P_2 = \frac{4P_1 l \cos \theta}{D}$

ром, s_1 и s_2 — соответственно перемещение губок и штока цилиндра, η — КПД механизма, из условия равенства работ

$$s_1 P_1 = s_2 P_2 \eta$$

следует

$$\eta = \frac{s_1}{s_2} \frac{P_1}{P_2} = k_s k_P.$$

Здесь $k_s = s_1/s_2$ и $k_P = P_1/P_2$ соответственно кинематическое и силовое передаточное отношение механизма.

Среди рычажно-стержневых механизмов следует отметить захватное устройство с ломающимися рычагами (в табл. 13.6 последнее). Вблизи мертвой точки ломающегося рычага оно развивает большое усилие зажима, имеет малые габариты, но допускает небольшое изменение захватываемых диаметров. Этот недостаток можно устранить применением сменных или регулируемых губок.

Захватные устройства с кулисно-стержневым механизмом (табл. 13.7) предназначены для манипулирования тяжелыми деталями.

Устройства с зубчатыми передачами (табл. 13.8) имеют небольшие габариты, допуская при этом большое раскрытие губок.

Вакуумные захватные устройства основаны на принципе присасывания схвата к поверхности детали и обычно используются для захватывания детали только по одной поверхности, манипулирования изделиями из

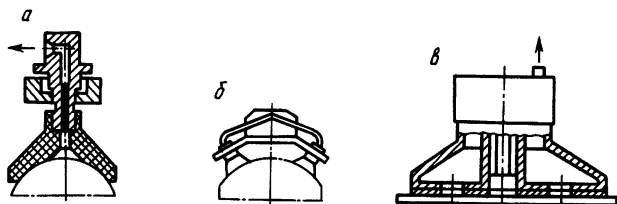
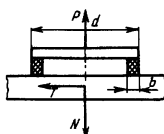


Рис. 13.23. Вакуумные захватные устройства

Рис. 13.24. Схема к расчету вакуумного захвата



стекла, керамики, громоздкими плоскими деталями из стали. Захватывание детали осуществляется одной большой осесимметричной присоской (рис. 13.23, а) или несколькими микроприсосками диаметром от 2 до 8 мм, расположенными в шахматном порядке и позволяющими манипулировать деталями с криволинейными поверхностями (рис. 13.23, б), со сквозными отверстиями (рис. 13.23, в).

Для компенсации разновысотности поверхности захватываемой детали, улучшения прилегания присоски к ее поверхности захватное устройство снабжают пружиной, которая прижимает присоску к детали перед окончанием перемещения руки робота.

Расчетная сила притяжения присоской

$$P = S (p_a - p_v) k_p ,$$

где S — площадь проекции присоски на плоскость детали, ограниченная внутренним контуром, м^2 ; p_a и p_v — соответственно атмосферное и остаточное давление в камере присоски, Па; k_p — коэффициент, учитывающий уменьшение площади присоски вследствие ее деформирования: $k_p = 0,8 \dots 0,85$.

При перемещении руки робота в вертикальном и горизонтальном направлениях требуемая сила притяжения присоской (рис. 13.24)

$$P = \left(\frac{N}{\eta} + \frac{T}{f} \right) k ,$$

где N, T — соответственно нормальная и касательная составляющие внешних сил; η — коэффициент снижения грузоподъемности захватного устройства, зависящий от давления в контакте между присоской и деталью, влияющего на герметичность стыка; f — коэффициент трения между поверхностями детали и присоски; k — коэффициент запаса (можно принять $k = 2$).

Для круглой присоски

$$\eta = 1 - 4 \left(\frac{b}{d} + \frac{b^2}{d^2} \right) \frac{q}{p_0} ,$$

где b — ширина уплотнительного борта, мм; d — диаметр присоски, м; q —

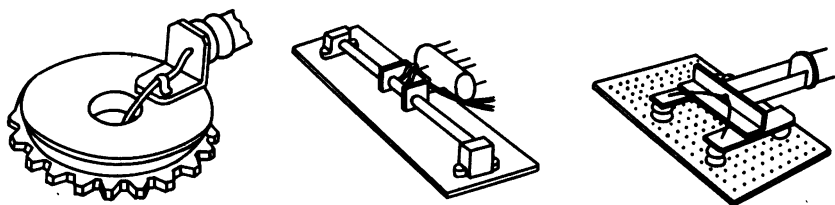


Рис. 13.25. Магнитные захватные устройства

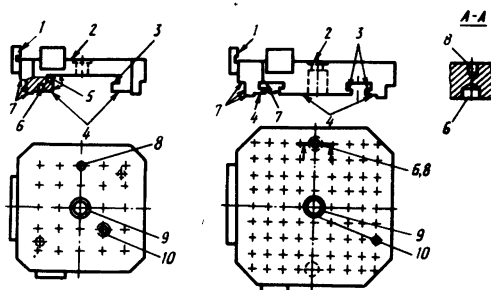


Рис. 13.26. Столы-спутники

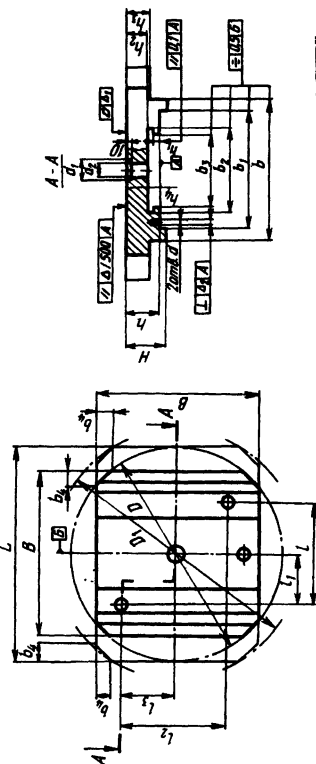
необходимое давление в контакте присоски с поверхностью детали, зависящее от материала уплотнения, качества поверхности детали (для деталей с гладкой поверхностью, например из стекла, $q = 30\,000 \dots 90\,000$ Па, с грубой поверхностью, например с окалиной, $q = 300\,000$ Па); p_0 — давление воздуха в полости присоски.

Магнитное захватное устройство обычно оснащают электромагнитом, иногда постоянным магнитом или одновременно обоими магнитами. Захватные устройства с электромагнитами срабатывают быстро, могут быть легко приспособлены к деталям сложной формы (рис. 13.25). Для этого соединяют в блок несколько электромагнитов или используют легко деформируемые оболочки, заполненные ферромагнитным порошком. Постоянные магниты создают значительную силу притяжения, не требуют питания, но от установленной и закрепленной детали их надо отрывать.

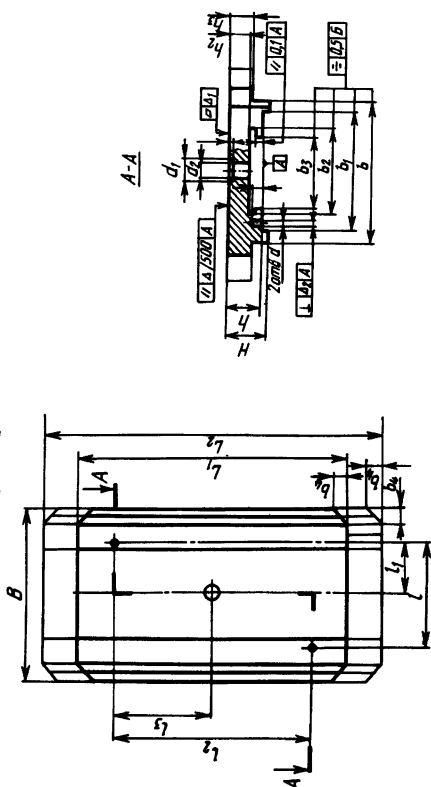
Смена заготовок с помощью столов-спутников. На столы-спутники устанавливают зажимные приспособления и закрепляемые в них заготовки. Эта операция выполняется вне станков. Затем столы-спутники переносятся на многоцелевой сверлильно-фрезерно-расточный станок или на гибкий производственный модуль.

В столах-спутниках по ОСТ 2 Н62-5-85 предусматриваются рабочая поверхность 2 (рис. 13.26) для установки и закрепления заготовок и приспособлений, установочные поверхности базирующих планок 1, необходимых для базирования обрабатываемых деталей, крепежные отверстия 10 или Т-образные пазы для крепления обрабатываемой детали или приспособлений, центрирующее отверстие 9 для ориентации приспособлений на столе-спутнике. Предусматриваются: также базовые плоскости 4 для базирования стола-спутника на станке, базовые отверстия 6 для ориентации его на станке с помощью

Т а б л. 13.9. Основные размеры столов-спутиков исполнения 1, мм



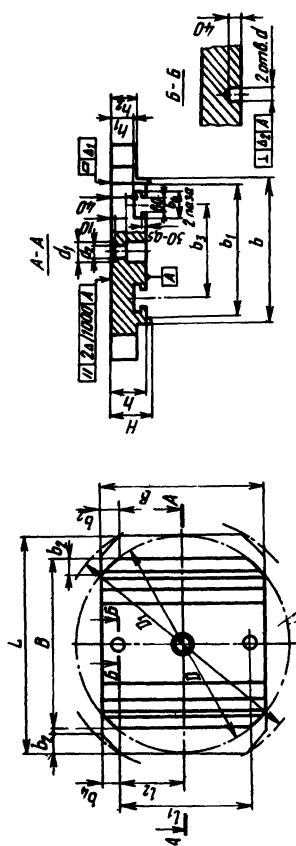
Т а б л. 13.10. Основные размеры столов-спутиков исполнения 2, мм



Основные параметры																			
$B \times L_1$	$B \times L_2$	b	b_1	b_2	b_3	b_4	d	d_1	d_2	H	h	h_1	h_2	h_3	h_4	l	l_1	l_2	l_3
200×320	200×400	190	175	135	100	25	15	30	25	80	75	20	30	50	18	150	75	250	125
250×400	250×500	230	210	170	130	25	15	30	25	85	80	20	35	55	20	190	95	320	160
320×500	320×630	290	272	200	160	40	25	55	50	95	90	20	45	65	20	240	120	420	210
400×630	400×800	340	300	200	160	50	25	55	50	115	105	25	50	70	25	250	125	540	270
500×800	500×1000	430	380	260	220	60	25	55	50	125	115	25	60	80	25	320	160	640	320

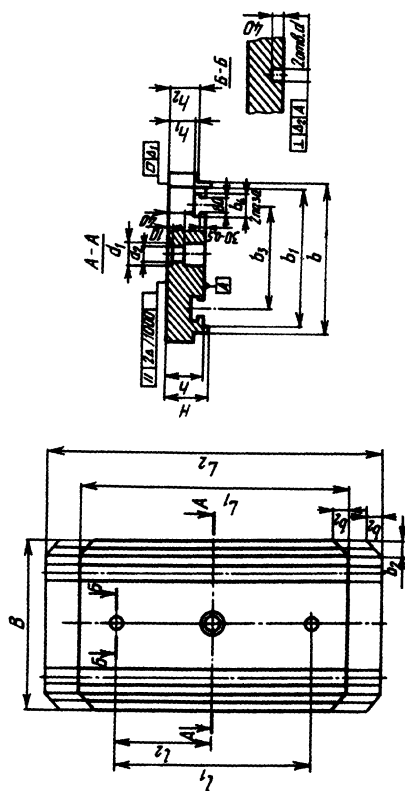
630X100	540	480	340	300	70	30	55	50	150	140	30	75	95	30	400	200	800	400
630X1250																		
800X1250	670	560	420	380	100	35	55	50	170	160	30	95	115	30	500	250	1000	500
800X1600																		

Т а б л. 13.11 Основные размеры столов-спутников исполнения 3, мм



Основные параметры																		
$B \times B$	$B \times L$	b	b_1	b_2	b_3	b_4	D	D_1	d	d_1	d_2	H	h	h_1	h_2	l_1	l_2	
1000×1000	1000×1250	900	840	125	630	125	1250	1458	50	110	100	200	190	125	140	800	400	
1250×1250	1250×1600	1110	1030	125	800	125	1600	1887	80	110	100	230	220	155	170	1000	500	
1600×1600	1600×2000	1400	1300	200	1000	125	2000	2560	80	110	100	260	250	185	200	1350	675	
2000×2000	2000×2500	1700	1580	250	1250	125	2500	2915	80	110	100	290	280	215	230	1750	875	

Т а б л. 13.12. Основные размеры столов-спутиков исполнения 4, мм



Основные параметры																
$B \times L_1$	$B \times L_2$	b	b_1	b_2	b_3	b_4	d	d_1	d_2	H	h	h_1	h_2	l_1	l_2	
630×1000	630×1250	540	480	70	220	120	30	55	50	150	140	75	95	800	400	
800×1250	800×1600	670	600	100	300	120	35	55	50	170	160	95	115	1000	500	
1000×1600	1000×2000	900	840	125	630	125	50	110	100	200	190	125	140	1350	675	
1250×2000		1110	1030	125	800	125	80	110	100	230	220	155	170	1750	875	
1600×2500		1400	1300	200	1000	125	80	110	100	260	250	185	200	2000	1000	

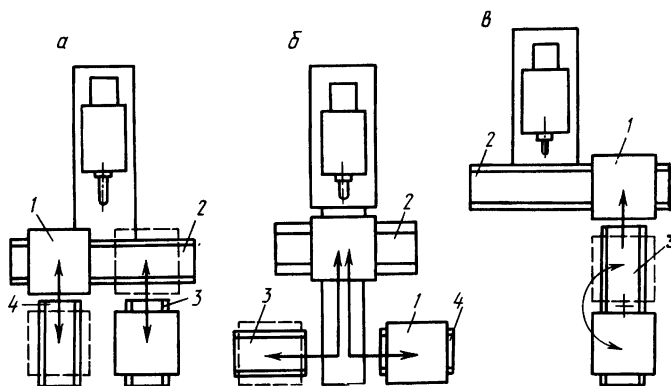


Рис. 13.27. Компоновки станков со столами-спутниками

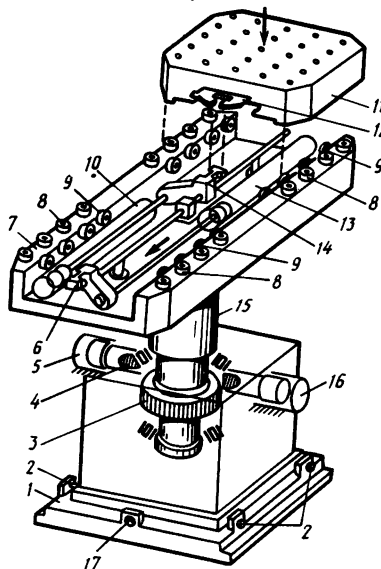


Рис. 13.28. Двухпозиционное поворотное устройство

фиксирующих штырей, зажимные поверхности 3, 5 для контакта зажимных устройств станка со столом-спутником, направляющие поверхности 7, служащие для ориентации и направления стола-спутника в устройстве автоматической смены и в накопителе. Для выверки столов-спутников и приспособлений на них служит поверочное отверстие 8.

Столы-спутники с отношением ширины к длине 1:1 и 1:1,25 изготавливают для горизонтальных, а с отношением 1:1,6 и 1:2 — для вертикальных многоцелевых станков и гибких производственных модулей (табл. 13.9—13.12).

Компоновки некоторых станков со столами-спутниками приведены на рис. 13.27.

Заготовка закрепляется на одном из двух столов-спутников 1, когда он находится на вспомогательной платформе 3 или 4, а на рабочей позиции станка происходит обработка. Смена заготовки производится путем сдвига стола-

спутника на стол 2 станка и перемещения стола-спутника с обработанной деталью со станка на вспомогательную платформу.

В станках, имеющих компоновки согласно рис. 13.27, *а, б*, позиции загрузки и разгрузки расположены близко друг от друга, что удобно для их обслуживания. В станке с компоновкой по рис. 13.27, *в* применено двухпозиционное поворотное устройство 3.

Конструкция такого устройства показана на рис. 13.28. На позицию ожидания платформы 7 помещают стол-спутник 11 и закрепляют на нем заготовку, в то время как предыдущая деталь обрабатывается на станке, будучи закрепленной на таком же столе-спутнике. Заготовка может быть установлена на столе-спутнике и вне станка.

Горизонтальными гранями направляющих стол-спутник базируется по роликам 9, вертикальными — по роликам 8. Его Т-образный паз 12 входит в зацепление с захватом 14, соединенным со штоком гидроцилиндра 10.

По окончании обработки предыдущей детали шток гидроцилиндра 13 перемещается влево, захват 6 устанавливается над Т-образным пазом стола-спутника, закрепленного на столе станка. После расфиксации и небольшого вертикального перемещения этого стола-спутника захват входит в его паз и перемещает на платформу 7. Таким образом, на платформе некоторое время находятся два стола-спутника: один с обработанной деталью, другой — с заготовкой. Затем рейка 4, перемещаемая гидроцилиндрами 5 и 16, поворачивает зубчатое колесо 3, а вместе с ним стойку 15 и платформу 7.

В результате поворота платформы на 180° стол-спутник 11 оказывается на позиции смены. Шток гидроцилиндра 10, занявшего место гидроцилиндра 13, при перемещении влево сдвигает стол-спутник 11 на стол станка. Там стол-спутник опускается на фиксаторы, захват 14 выходит из зацепления с его Т-образным пазом. На этом цикл смены стола-спутника заканчивается.

Для согласования положений стола-спутника и стола станка служат регулировочные винты 12 и 17, с помощью которых устройство можно смещать относительно базовой плиты 1.

14. ПРОЕКТИРОВАНИЕ АГРЕГАТНЫХ СТАНКОВ

14.1. СВОЙСТВА АГРЕГАТНЫХ СТАНКОВ

Агрегатный станок komponуется в основном из унифицированных узлов, имеющих индивидуальные приводы и связанных между собой электрической системой управления. Основными унифицированными узлами являются силовые головки, силовые столы, шпиндельные узлы, поворотные делительные столы, станции гидропривода, базовые узлы, станции смазывания и др. Последовательность движений узлов обеспечивается имеющимися на них упорами и конечными переключателями. Благодаря стандартным присоединительным размерам достигается необходимая точность взаимного положения узлов. Унифицированные узлы изготавливаются нескольких габаритов, что дает возможность создавать агрегатные станки оптимальных размеров соответственно габаритам обрабатываемой детали. Для обработки мелких деталей в приборостроении существуют малогабаритные агрегатные станки.

Агрегатные станки имеют высокую производительность, обеспечиваемую большой концентрацией операций и оптимальными режимами резания. На агрегатных станках обрабатываются детали стабильного качества.

Благодаря широкому применению унифицированных узлов и деталей снижается объем конструкторских работ, появляется возможность автоматизированного проектирования инструментальных наладок, шпиндельных коробок, электрических и гидравлических систем станков, использования типовых форм технической документации, заготовок чертежей, аппликаций. Трудоемкость изготовления агрегатных станков относительно невысокая вследствие того, что детали унифицированных узлов можно обрабатывать по технологии серийного производства. Благодаря высокому качеству унифицированных узлов, возможности оценки показателей надежности и производительности станков на стадии проектирования, применению прогрессивных методов ремонта агрегатные станки отличаются высокими эксплуатационными свойствами.

14.2. СИЛОВЫЕ ГОЛОВКИ

Силовые головки являются унифицированными узлами агрегатных станков. Они сообщают режущим инструментам главное (вращательное) движение, подачу и быстрое движение подвода и отвода. По технологическому назначению их подразделяют на сверлильные, расточные, резьбонарезные, фрезерные. Головки большинства конструкций позволяют выполнять ряд операций.

Привод главного движения силовых головок для обработки мелких деталей часто оснащают пневматическим двигателем. Головки с гидравлическим двигателем можно перенастраивать на другой режим. В большинстве случаев в главном приводе устанавливают электрический асинхронный двигатель. Микроголовки имеют главный привод мощностью 0,1...0,4 кВт, головки малой мощности — 0,4...3 кВт, большой мощности — 15...30 кВт.

Силовая головка может иметь подвижный корпус, выдвигаемую пиноль

или подвижный корпус с пинолью. Привод подачи может быть размещен в самой головке или вне ее. Головки первого типа называют самодействующими, второго — несамодействующими. Несамодействующие головки малых габаритов применяют в станках для обработки мелких деталей. Силовые головки оснащают электромеханическим, гидравлическим, пневматическим, пневмогидравлическим приводами. Тяговым устройством электромеханического привода могут быть винтовая передача, механизмы с цилиндрическим или плоским кулачком (рис. 14.1). Плоскокулачковые головки обычно предназначены для выполнения легких работ с короткими циклами: ход в интервале 35...75 мм, длительность цикла — 5...30 с, мощность главного привода — 0,4...3 кВт. На

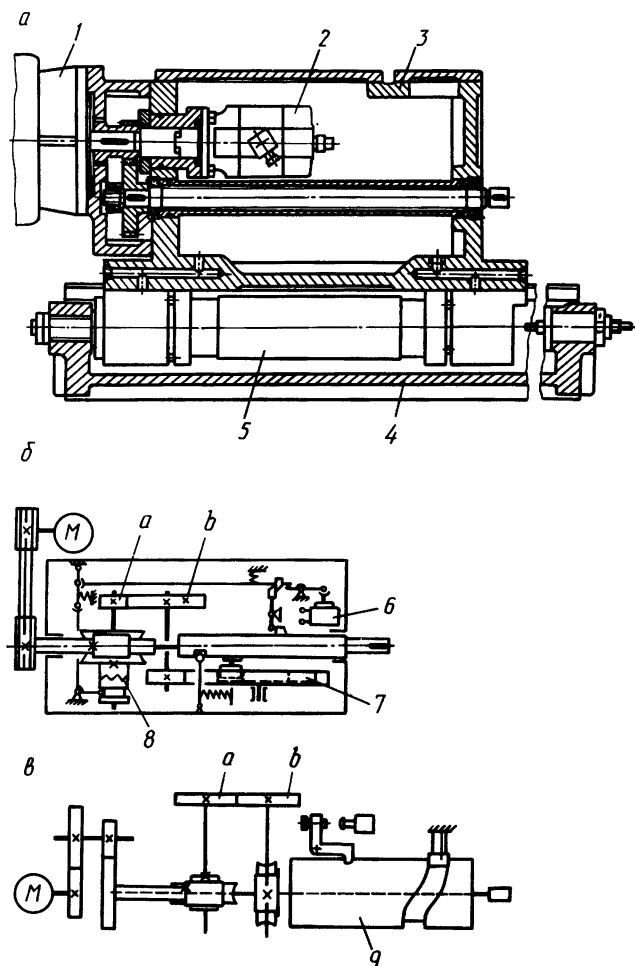
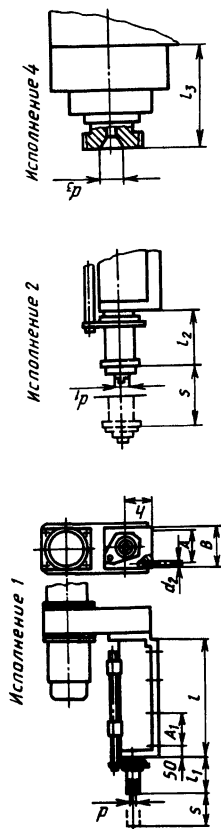


Рис. 14.1. Силовые головки:

а — гидравлическая; *б* — плоскокулачковая; *в* — с цилиндрическим кулачком; 1 — электродвигатель; 2 — гидравлический насос; 3 — подвижный корпус; 4 — направляющая плита; 5 — гидроцилиндр; 6 — конечный переключатель; 7 — кулачок; 8 — предохранительная муфта; 9 — кулачок; *а, б* — сменные колеса

Т а б л. 14.1.1. Размеры силовых головок с гидравлическим приводом и выдвижной пинолью (по ГОСТ 25305—82), мм



В	А	А ₁	d		Отверстие d ₂ под винт	d ₁	d ₃	l, не более	l ₁	l ₂	l ₃	Наибольший ход пи- ноли s, не .мнее
			Ряд 1	Ряд 2								
63	50		12	—	—	М8	9	250	90	—	70	50
100	80	25	12	16	—	М8	15	360	110; 125	55	100	80
125	100	или	16	20	—	М8	—	500	125	60	—	100
160	135	крат-	20	28	—	М10	—	500	140	70	—	125
200	170	ное	28	36	—	М10	—	630	160	80	—	160
250	200	25	36	50	—	М12	—	710	180	90	—	200

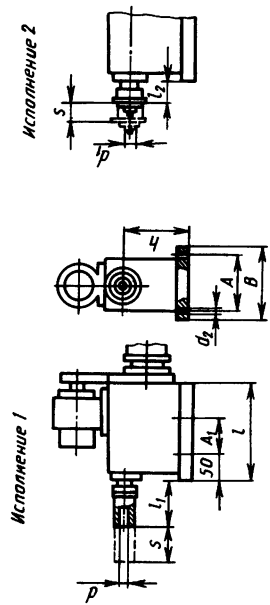
Примечания: 1. Допускается изготавливать силовые головки с размерами В = 80 мм.

2. Ряд 1 значений d и d₂ является предпочтительным.

3. Ход s пиноли выбирается по ряду Ra 20 ГОСТ 6636—69.

4. Предельные отклонения d определяют по Н7; А и А₁ равны ± 0,2 мм

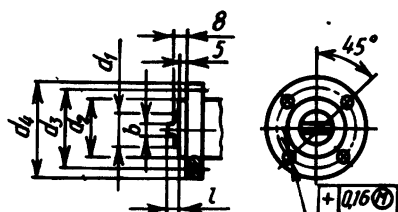
Т а б л. 14.2. Размеры силовых головок с кулачковым приводом и выдвижной пиннолю (по ГОСТ 25305—82), мм



В	А	А ₁	d		d ₁	Отверстие d ₂ под винт		h	l	l ₁	l ₂	Наибольший ход пинноли s, не менее
			Ряд 1	Ряд 2		Ряд 1	Ряд 2					
160	135	25	16	20	25	M8	M10	200	280	125	60	50
200	170	или 20	20	28	32	M10	M10	220	320	140	70	63
250	220	кратное	28	20; 36	40	M10	M12	250	360; 400	160; 250	80	80
320	280	25	36	48	50	M12	M16	280	400	180	90	100

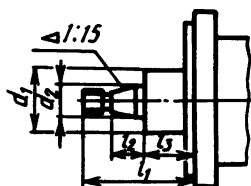
Примечания: 1. Ряд 1 значений d и d₂ является предпочтительным.
 2. Ход s пинноли выбирается по ряду Ra 20 ГОСТ 6636—69.
 3. Предельные отклонения d определяют по Н7; А и А₁ равны ± 0,2 мм.
 4. Допускается изготовлять силовые головки с меньшими размерами Н, выбираемыми по ряду Ra 40 в пределах 160...280 мм.

Т а б л. 14.3. Присоединительные размеры приводного вала силовых головок с торцевой шпонкой на конце вала, мм



Ширина головки B	b	d_1	d_2	d_3	d_4	Отверстие под винт	l
160 200	8	25; 32 32	80; 90	95; 105	112; 125	M8	6
250 320	12	40 50	100	120	140	M10	10

Т а б л. 14.4. Присоединительные размеры приводного вала силовых головок с наружным конусом, мм



Ширина головки B	d_1	d_2	l_1	l_2	l_3
250	40	18	66	27	22
320	50	25	76	28	33

основе электромеханического винтового и гидравлического приводов создают силовые головки с большим усилием подачи для обработки со значительной концентрацией операций. Мощность электродвигателя их главного привода достигает 30 кВт, усилие подачи – 100 000 Н. Существенным недостатком гидравлического и пневмогидравлического приводов является нестабильность подачи при изменении температуры масла. Приводом подачи реализуются различные циклы перемещений режущих инструментов. Основные и присоединительные размеры силовых головок регламентируются государственными стандартами (табл. 14.1–14.4).

Малогабаритная силовая головка (рис. 14.2) развивает усилие подачи до 2000 Н. Ее шпиндель b приводится во вращение электродвигателем l . От штока 5 , являющегося пинолью головки, он получает осевое движение по циклу

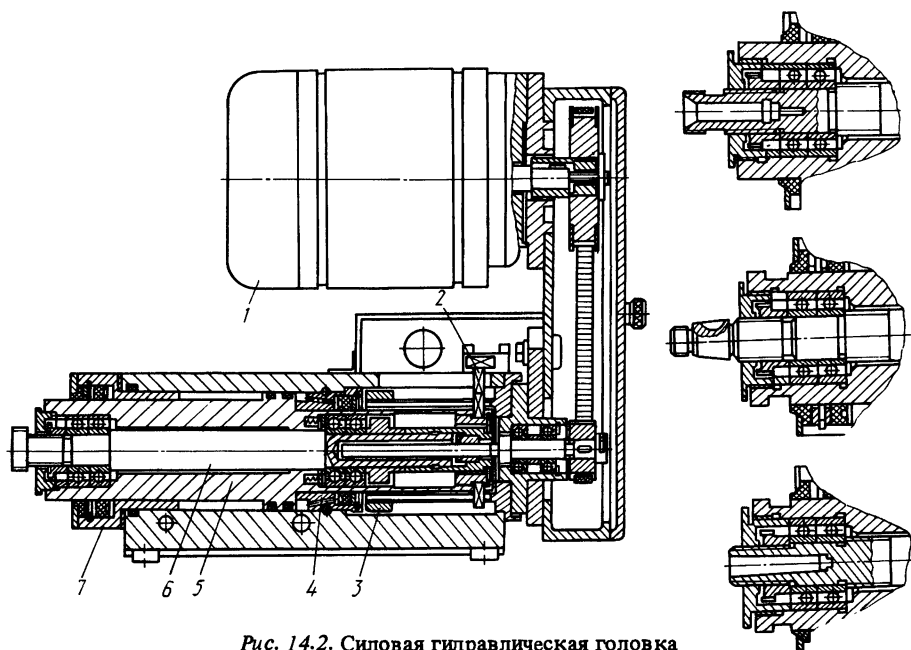


Рис. 14.2. Силовая гидравлическая головка

быстрый подвод — рабочая подача — быстрый отвод. Опорами пиноли служат направляющие втулки 4 и 7. Гайка 3 предназначена для регулирования глубины обрабатываемых отверстий. В конце хода в нее упирается кулачковый блок 2. Движениями головки управляет ее гидравлическая панель.

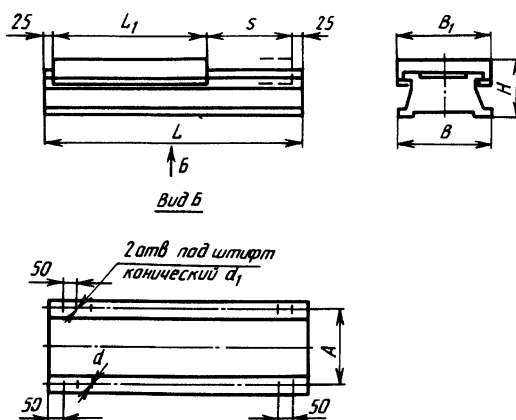
На агрегатных станках с силовыми головками наиболее эффективно выполняются сверлильно-резьбонарезные и легкие фрезерные операции. В то же время из-за недостаточной жесткости шпинделей они непригодны для тяжелых фрезерных и расточных операций. Поэтому на основе силовых головок обычно komponуют малые агрегатные станки.

14.3. СИЛОВЫЕ СТОЛЫ

Силовой стол состоит из подвижной плиты, называемой столом, неподвижных салазок и привода. На столе устанавливают инструментальную бабку или приспособление с обрабатываемой заготовкой. Цикл работы стола включает быстрый подвод, одну или две рабочие подачи, выдержку на жестком упоре (при необходимости), быстрый отвод. Циклом работы управляют переставные упоры и бесконтактные путевые переключатели. Силовой стол может быть установлен на станке в горизонтальном, вертикальном и наклонном положениях. При вертикальной и наклонной установках подвижная часть стола вместе с инструментальной бабкой и инструментальной наладкой уравнивается противовесом.

Основным параметром силовых столов является ширина салазок B . С ней связаны максимальное усилие подачи P , допускаемое приводом, скорость быстрых движений v_6 , скорости рабочей подачи $S_{\min}$ и $S_{\max}$ (рис. 14.3).

Т а б л. 14.5. Основные размеры силовых столов прямолинейного движения агрегатных станков (по ГОСТ 21038-75), мм



B	A	B_1	d	d_1	H	L	L_1	s
125	100	125	11	10	180	460	250	160
						550		250
160	135	160			200	530	320	160
						620		250
						770		400
200	170	200	13	12	220	610	400	160
						700		250
						850		400
250	220	250			250	800	500	250
						950		400
						1180		630
320	280	320	17	16	280	930	630	250
						1080		400
						1310		630
400	355	400			320	1100	800	250
						1250		400
						1480		630
					1850		1000	

П р и м е ч а н и я: 1. Таблица распространяется на силовые столы прямолинейного движения с механическими или гидравлическими приводами.

2. Допускается изготовление силовых столов с большими или меньшими, чем указано в таблице, ходами s по ряду $Ra\ 10$ ГОСТ 6636-69. При этом $L = L_1 + s + 50$ мм.

3. Номинальные расстояния между осями первого и всех последующих отверстий d под крепежные винты должны быть кратны 50.

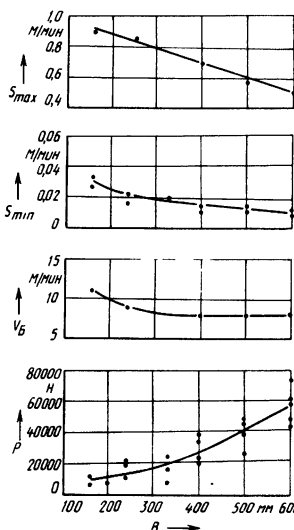


Рис. 14.3. Основные параметры силовых столов

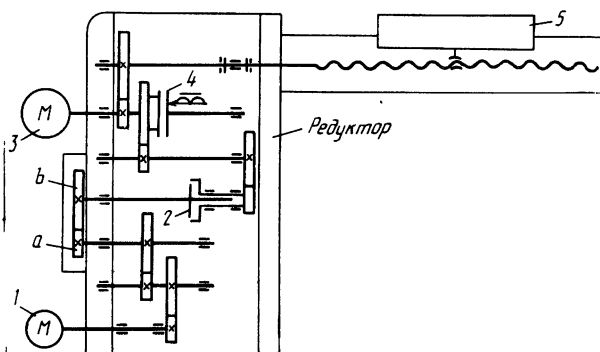


Рис. 14.4. Кинематическая схема силового стола

Основные размеры силовых столов стандартизованы (табл. 14.5). Технические характеристики столов серии УЕ приведены в табл. 14.6. Силовые столы оснащают электромеханическими или гидравлическими приводами. Электромеханический привод создают на базе асинхронного двигателя и редуктора, обеспечивающего рабочую подачу и быстрые движения, или высокомоментного двигателя постоянного тока с бесступенчатым регулированием частоты вращения. В состав редуктора могут входить зубчатые передачи, переключаемые электромагнитными муфтами, ременные передачи, механический вариатор.

В качестве тягового механизма в электромеханическом приводе применяют винтовую передачу скольжения или качения. Передача качения имеет высокую долговечность и обеспечивает стабильность подачи, а значит, и повышенную стойкость режущих инструментов. В гидравлических силовых столах тяговым механизмом служит гидроцилиндр.

Силовые столы имеют чугунные направляющие скольжения, выполненные за одно с салазками или в виде стальных закаленных накладных планок, прикрепленных к салазкам. Направляющие могут быть трех исполнений: две плоские, одна плоская и одна треугольная, две треугольные. Направляющими двух последних типов снабжают столы повышенной точности. Смазывание направляющих производится от централизованной смазочной системы с помощью питателей. Передняя часть направляющих закрывается телескопическим кожухом или защищается скребками. Задняя часть закрывается телескопическим кожухом.

В качестве примера рассмотрим электромеханический силовой стол (рис. 14.4). Быстрые движения столу 5 сообщает асинхронный электродвигатель 3 в то время, когда электромагнитная муфта 4 выключена. Рабочую подачу стол получает от асинхронного электродвигателя 1 через ряд зубчатых пере-

Т а б л. 14.6. Техническая характеристика силовых столов

Характеристика	Модель стола					
	УЕ 4532	УЕ 4533	УЕ 4534	УЕ 4535	УЕ 4536	УЕ 4537
Максимальное усилие подачи Р, Н	10 000	16 000	25 000	40 000	63 000	100 000
Допускаемый момент от равнодействующей силы относительно ходового винта, Н·м	1600	3200	6300	12 500	25 000	50 000
Расстояние от точки приложения равнодействующей силы до оси ходового винта, мм	160	200	250	320	400	500
Пределы подачи, мм/мин	22,2...137 70,4...435 137,5...850 7	20,9...165 66,5...525 129...1020 7	9,1...74,8 29,8...246 98...810 6	8,4...64 27,5...212 90,5...700 6	7,5...60,8 28,8...224 103...845 5	7,3...59,2 27,1...220 101...815 5
Скорость быстрых движений, мм/мин	1,5	3	5,5	11	18,5	30
Максимальная мощность электродвигателя привода шпиндельной бабки или шпиндельной коробки, кВт						

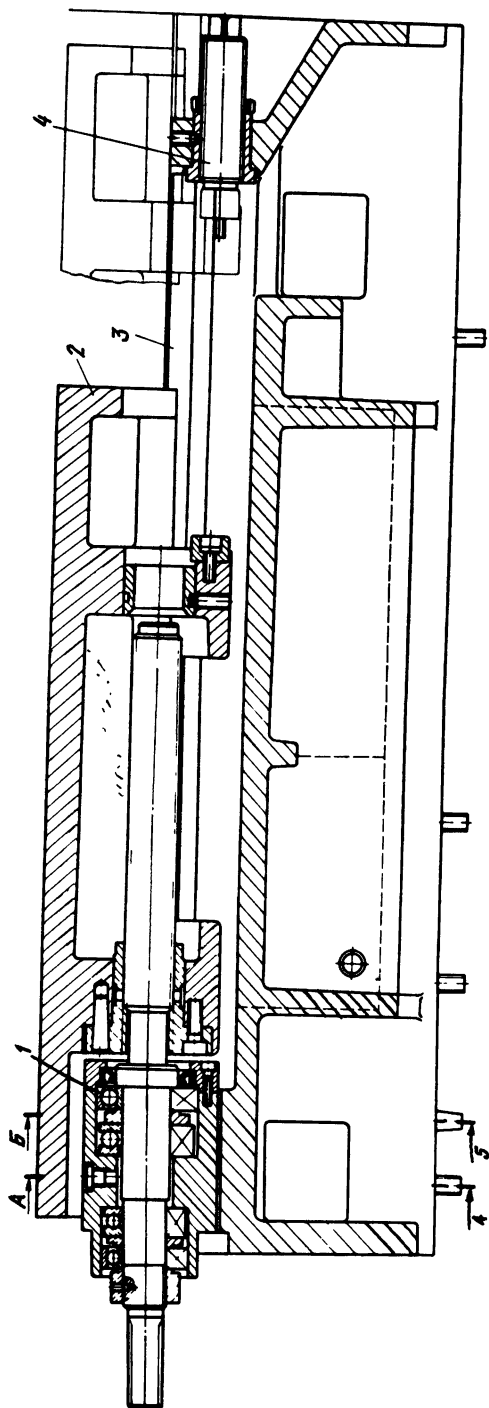


Рис. 14.5. Продольный разрез силового стола

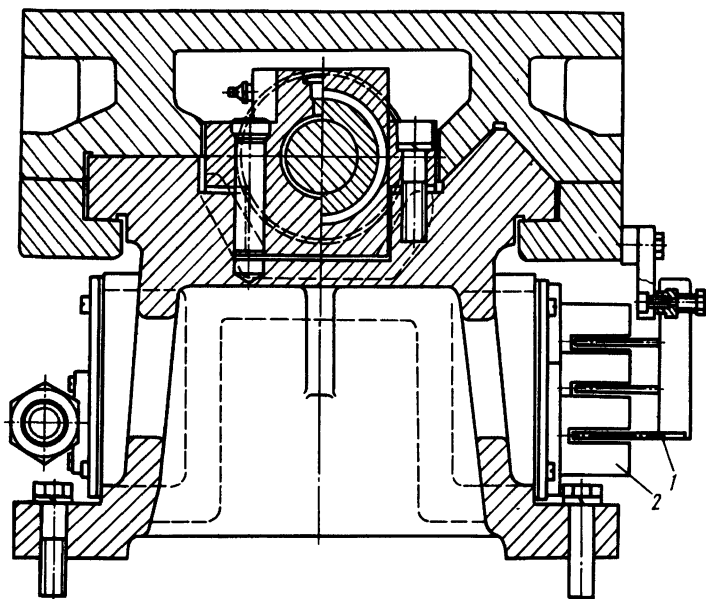


Рис. 14.6. Поперечный разрез силового стола

дач, в том числе пару сменных колес *a* и *b*. Максимальное усилие подачи настраивается фрикционной муфтой 2, которая предохраняет привод от перегрузки и позволяет производить обработку на жестком упоре. При применении в приводе двухскоростного двигателя в цикле могут быть две рабочие подачи. Элементы конструкции силового стола приведены на рис. 14.5 и 14.6. По направляющим литой чугунной плиты 3 перемещается стол 2. Повышенная точность узла обеспечивается благодаря тому, что одна из направляющих треугольная. В приводе использована винтовая передача скольжения. Осевое усилие воспринимается упорным шариковым подшипником 1. Предусмотрена работа стола на жестком упоре 4. Управление циклом работы стола осуществляется бесконтактными путевыми переключателями 2 (рис. 14.6), установленными на направляющей плите, и упорами 1 в виде пластин, закрепленных на столе.

14.4. ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫЕ БАБКИ

Инструментальные бабки применяются в комплекте с силовыми столами. Они сообщают инструментам вращательное движение.

Расточные бабки производят растачивание отверстий жестким шпинделем, т.е. без направления по кондукторной втулке. Основные размеры бабок стандартизованы (табл. 14.7). Унифицированные бабки предназначены для растачивания отверстий с наибольшим диаметром от 100 до 400 мм, выпускаются семи габаритов, допускают наибольшее осевое усилие от 1,6 до 2,5 кН.

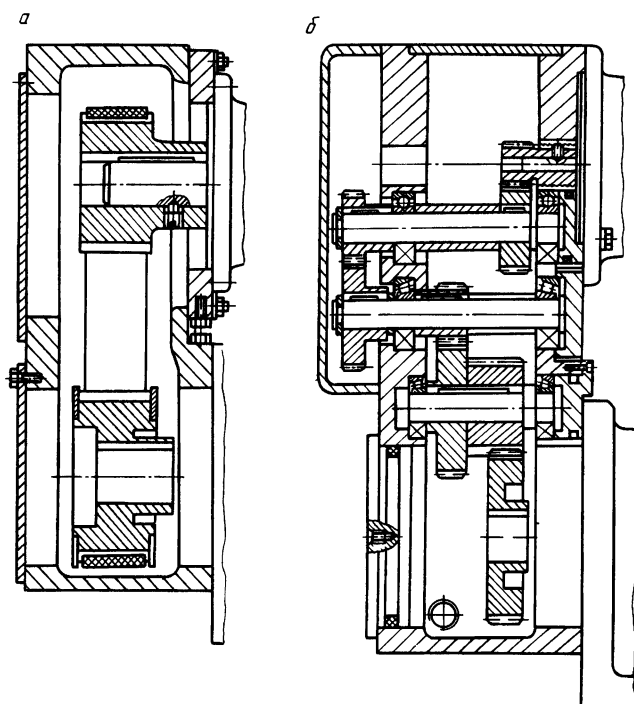


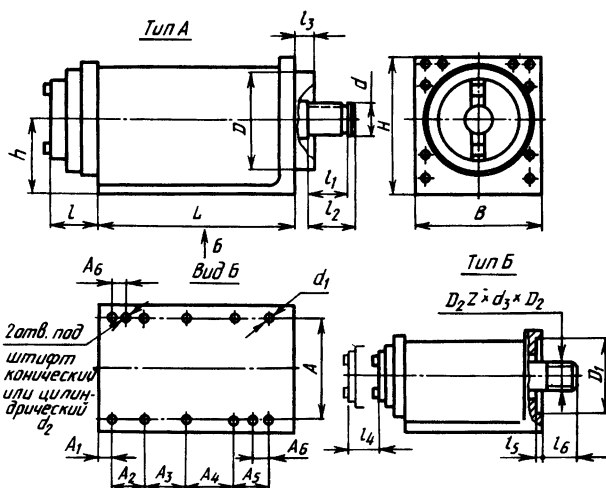
Рис. 14.7. Приводы расточной бабки

Расточная бабка состоит из шпиндельного узла (см. рис. 6.10) и привода. К переднему концу шпинделя крепится расточная бортштанга. Привод расточных бабок выполняется в виде ременного редуктора со сменными шкивами (рис. 14.7, а, для станков, предназначенных для обработки с высокой частотой вращения шпинделя) или в виде зубчатого редуктора с парой сменных колес (рис. 14.7, б).

Фрезерные бабки производят черновое и чистовое фрезерование торцовыми, дисковыми и концевыми фрезами. Основные размеры бабок стандартизованы (табл. 14.8). Унифицированные бабки выпускаются шести габаритов с двигателем мощностью от 2,2 до 30 кВт. На них можно установить фрезы диаметром от 80...100 до 355...630 мм. Частота вращения шпинделя наименьшего габарита принята равной 710...1400 об/мин, наибольшего — 28...400 об/мин.

Фрезерные бабки бывают без отскока и с отскоком пиноли. Бабки второго типа применяют, когда в цикле работы станка требуется отводить фрезу от обработанной поверхности. Конструкция такой бабки приведена на рис. 14.8. Нижней плоскостью корпуса 1 бабки устанавливается на силовом столе, к правой плоскости корпуса привинчивается зубчатый или ременный редуктор привода вращения шпинделя. В отверстие корпуса помещена пиноль 2, в которой на подшипниках качения установлен шпиндель 3. На пиноли закреплена серьга 4, связывающая ее с механизмом наладки перемещения.

Т а б л. 14.8. Основные размеры фрезерных бабок агрегатных станков, мм



Типы А и Б				Тип Б				
<i>B</i>	<i>L</i>	Конец шпинделя		<i>D</i> ₁	<i>l</i> ₄	<i>l</i> ₅ , не бо- лее	<i>l</i> ₆ , не менее	<i>z</i> × <i>d</i> ₃ × × <i>D</i> ₂
		с кону- сом 7:24	с кону- сом Мор- зе					
125	110	30		—	—	—	—	—
160	100; 140	30; 40	2; 3; 4	150	40	12	85	8×32× ×38
200	100; 180	40; 45		185	50	15	100	8×42× ×48
250	125; 220	45; 50		235	50	18	115	8×56× ×65
320	125; 280	50; 55; 60		300	100	22	130	8×62× ×72
400	160; 360	50; 55; 60	—	360	100	25	160	10×82× ×92
500	160; 360	50, 50; 70		460	100	25	180	10×102× × 112

П р и м е ч а н и е. Остальные размеры — по ГОСТ 21037–75.

Отскок пиноли происходит, когда с помощью гидроцилиндра 10 перемещаются вправо ползун 9 и винт 7. Подвод пиноли осуществляется при перемещении штока цилиндра влево. Для смены фрез без подналадки предназначен сменный калибр 8. Гидроцилиндр 11 и сухарь 12 служат для зажима пиноли. Положения ее контролируются конечными выключателями 5 и 6. Во фрезерных бабках без отскока пиноли вместо гидроцилиндров применяют винты с ручным приводом.

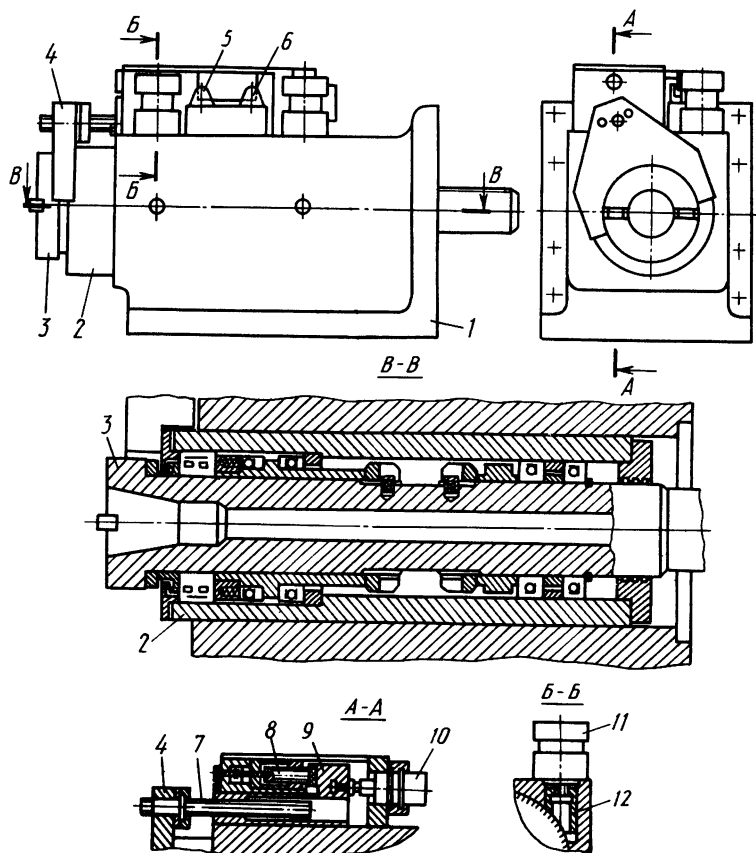


Рис. 14.8. Фрезерная бабка

Сверлильные бабки предназначены для сверления одиночных отверстий большого диаметра. Они изготавливаются трех габаритов с осевым усилием от 10 до 20 кН для обработки отверстий наибольшего диаметра 25, 32 или 40 мм. Бабка состоит из шпиндельного узла и привода.

Подрезно-расточные бабки служат для подрезания торцовых поверхностей и протачивания канавок в отверстиях. Унифицированные бабки изготавливают пяти габаритов с планшайбой, имеющей диаметр 250, 320, 400, 500 или 630 мм. Наибольшее усилие подачи на каретке составляет от 1250 до 8000 Н.

В состав подрезно-расточной бабки входят расточная бабка с приводом главного движения 7 (рис. 14.9); закрепленная на торце шпинделя 9 планшайба 10; перемещающаяся по ней каретка 12; привод поперечной подачи с гидроцилиндром 2. Движение от привода передается каретке с помощью тяги 8 и реечно-зубчатых передач. Для устранения зазоров в приводе зубья колеса 11 входят в зацепление с двумя рейками 23 и 24, одна из которых с помощью винтов 22 может смещаться относительно другой. Для обеспечения

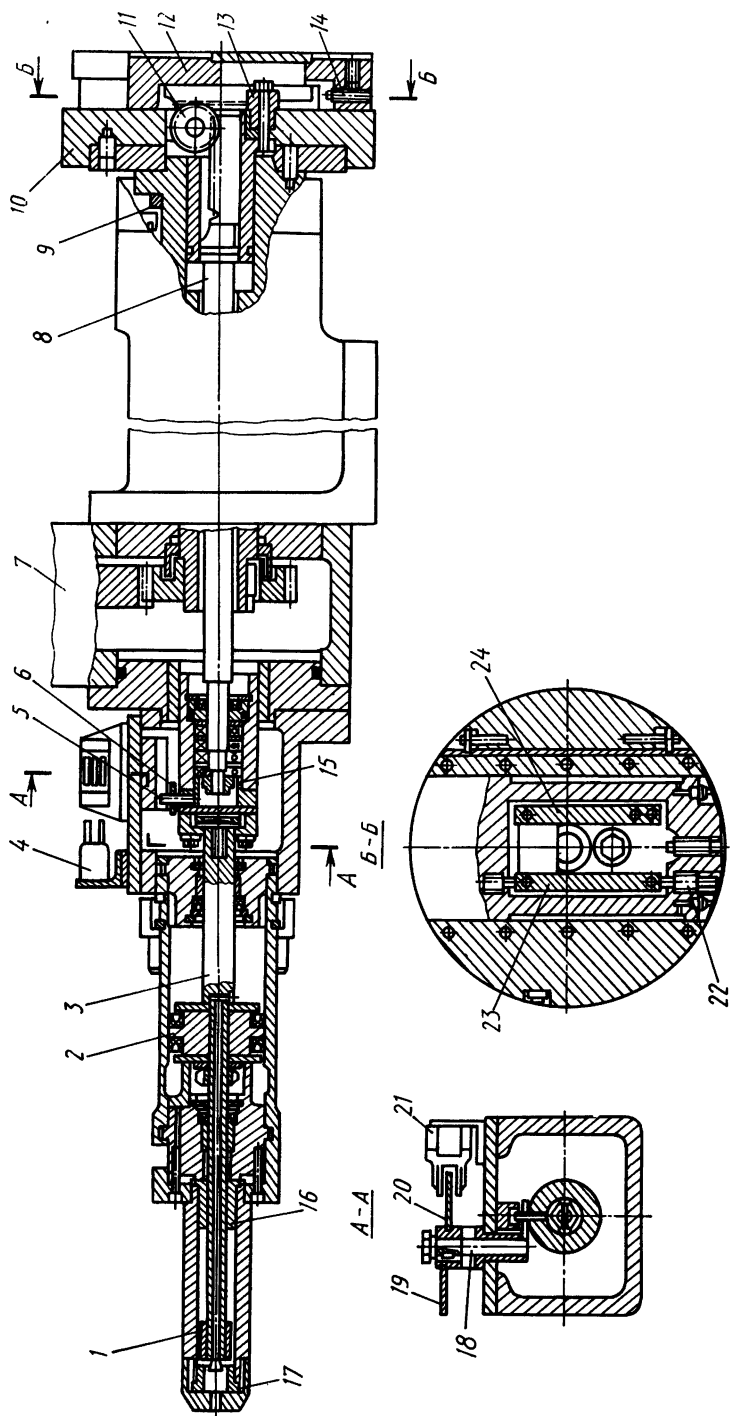


Рис. 14.9. Подрезно-расточная бабка

точного переднего положения каретки служат винт 14 и упор 13. Подшипники 15 дали возможность соединить невращающуюся 3 и вращающуюся 8 части тяги. Исходное положение штока гидроцилиндра, а значит, и каретки определяется упором 17 и гайкой 1, конечное — упором 16 и гайкой 1. Контроль крайних положений штока осуществляется конечными переключателями 4 и 21, с которыми взаимодействуют упоры 19 и 20. Они получают движение от штифта 5 через рычаг 6 и валик 18.

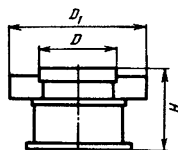
14.5. ПОВОРОТНЫЕ ДЕЛИТЕЛЬНЫЕ СТОЛЫ

Поворотный делительный стол является унифицированным узлом агрегатного станка. Он предназначен для периодического переноса обрабатываемых деталей в приспособлениях с одной позиции на другую и точной фиксации их относительно режущих инструментов. Узел состоит из корпуса, планшайбы, механизмов поворота и фиксации. Основные размеры поворотно-делительных столов определены государственным стандартом (табл. 14.9). По типу привода поворота столы делят на электромеханические, гидравлические, пневматические. В основе гидравлического привода может быть гидроцилиндр или аксиально-поршневой гидродвигатель.

Гидравлические поворотные делительные столы серии УН (рис. 14.10) изготавливают трех габаритов (табл. 14.10).

На корпус 1 стола установлена планшайба 3, на которую помещают приспособления и обрабатываемые детали. Планшайба вращается вокруг вертикальной оси 6 на прецизионном двухрядном коническом подшипнике 7 с короткими цилиндрическими роликами. Центральное отверстие в оси 6 служит

Т а б л. 14.9. Основные размеры накладных делительных поворотных столов агрегатных станков (по ГОСТ 22439-77), мм



D	D_1	H
200	450; 510	160; 200; 250
250	500; 560	
320	640; 700	
400	720; 800	
500	820; 900	
630	950; 1050	220; 250; 320; 400
800	1200; 1300	
1000	1400; 1500	
1250	1650; 1750	
1600	2000; 2100	
2000	2400; 2500	

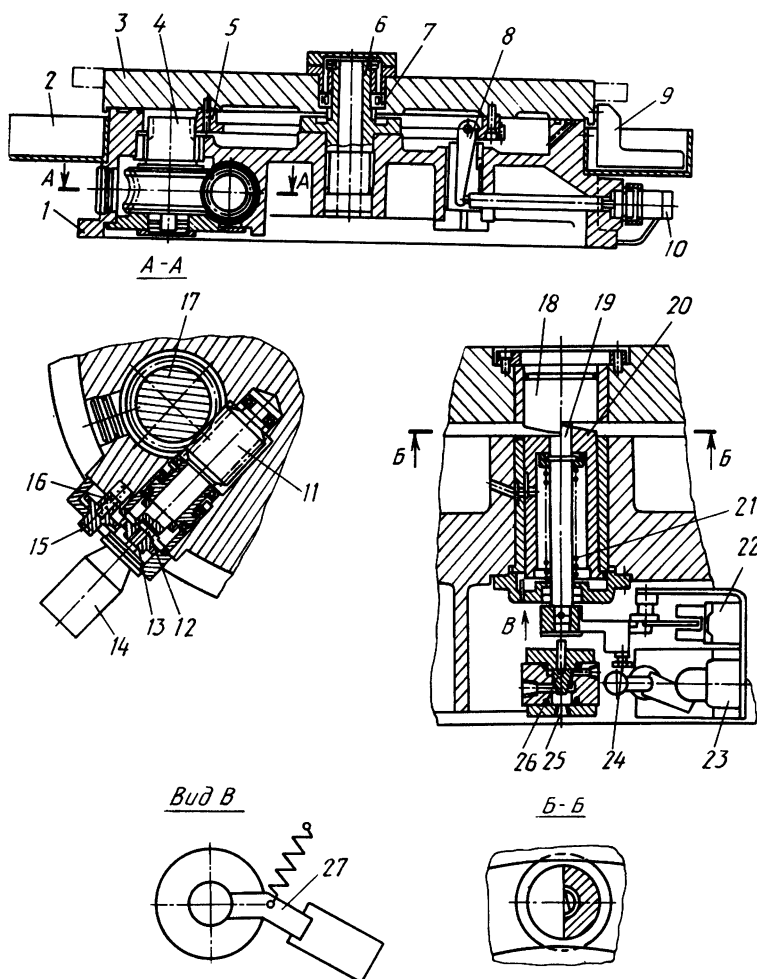


Рис. 14.10. Поворотный делительный стол

для размещения труб, подводящих масло к приспособлениям. Стружка и смазочно-охлаждающая жидкость собираются в емкости 2, из которой с помощью прикрепленного к планшайбе скребка 9 удаляются в отдельный стружко-сборник.

При пуске стола штоки вытягиваются в гидроцилиндры 10 и три прихвата 8, поворачиваясь на своих осях, освобождают планшайбу. Одновременно масло под давлением поступает на направляющие, приподнимает планшайбу на 0,02 мм, благодаря чему снижаются необходимый для поворота момент и износ направляющих. Реле давления, контролирующее гидроразгрузку, дает команду на поворот планшайбы.

Цикл деления включает в себя поворот планшайбы на соседнюю позицию с небольшим перебегом и возврат ее в эту позицию с малой скоростью и, следовательно, с повышенной точностью. Вращение планшайбы производится ак-

Т а б л. 14.10. Техническая характеристика поворотных делительных столов

Параметр технической характеристики	Значения параметров для столов моделей		
	УН2056	УН2057	УН2058
Диаметр планшайбы, мм	800; 900	1000; 1120	1250; 1400
Число позиций	2-6; 8-10	2-6; 8-10 12	2-6; 8-10 12
Время поворота на одну позицию (с, не более) для столов с числом позиций:			
2-5	5,5	6	7,5
6-12	3,5	3,7	4
Точность позиционирования для столов:			
нормальной точности	14"	12"	8"
повышенной точности	8"	8"	5"
Наибольшая масса устанавливаемых на стол приспособлений с обрабатываемыми деталями, кг	2000	3000	4000

сиально-поршневым гидродвигателем 14, который с помощью упругой муфты 12 связан с червяком 11. От червячного колеса 17 через зубчатые колеса 4 и 5 движение передается планшайбе. С помощью зубчатых колес 15 и 13 после сжатия пружины 16 планшайбу можно повернуть вручную.

Число делительных упоров 18, запрессованных в планшайбу, равно числу позиций стола. При подходе к соседней позиции делительный упор опускает фиксатор 20, внутри которого находится стержень 19. Последний перемещает вниз плунжер 26 путевого дросселя, находящегося на выходе гидродвигателя. Благодаря наклонным пазам на нижнем конце плунжера поток масла через дроссель плавно уменьшается и скорость вращения стола снижается. Когда нижние пазы оказываются почти полностью перекрытыми, открываются верхние пазы. После полного перекрытия нижних пазов масло проходит только через верхние. В этот момент плунжер автоматически опускается в нижнее положение, происходит торможение планшайбы.

Реверс и фиксация планшайбы происходят следующим образом. При перемещении вниз винт 24 включает конечный переключатель 23, что является подготовкой к реверсу планшайбы. Когда она перебегает заданную позицию, фиксатор под действием пружины 21 поднимается и конечный переключатель 23 выключается, подавая при этом команду на реверс планшайбы. Масло начинает поступать в отверстие 25 дросселя, поднимает его плунжер и проходит в гидродвигатель. В конце реверса планшайбы делительный упор 18 вступает в контакт со стержнем 19 и, преодолевая усилие пружины, поворачивает его и рычаг 27. Последний действует на конечный переключатель 22. Подается сигнал на реле времени, обеспечивающее сначала стабилизацию усилия прижима делительного упора к фиксатору, а затем отключение гидроразгрузки и зажим планшайбы.

14.6. ШПИНДЕЛЬНЫЕ КОРОБКИ

Шпиндельная коробка является специальным узлом агрегатного станка. С ее помощью производят обработку ряда отверстий с параллельными осями. В шпинделях коробки устанавливают одинаковые или разные инструменты. Каждый шпиндель получает вращение в нужную сторону с заданной частотой. На каждый инструмент передается требуемый крутящий момент.

Шпиндельная коробка почти полностью состоит из унифицированных элементов. Валы и шпиндели расположены в чугунном литом корпусе, в состав которого входят собственно корпус, задняя плита и крышка (рис. 14.11). Задняя плита крепится к упорному угольнику. Крышка служит резервуаром для масла при вертикальном положении коробки. Применяют шпиндельные коробки 24 типоразмеров (табл. 14.11). Промежуточные валы диаметром 20...50 мм помещаются на подшипниках с установочными кольцами (рис. 14.12, а, б, в), диаметром 60 и 75 мм — без установочных колец (рис. 14.12, г, д). Шпиндели (рис. 14.13) монтируются на радиальных подшипниках, кото-

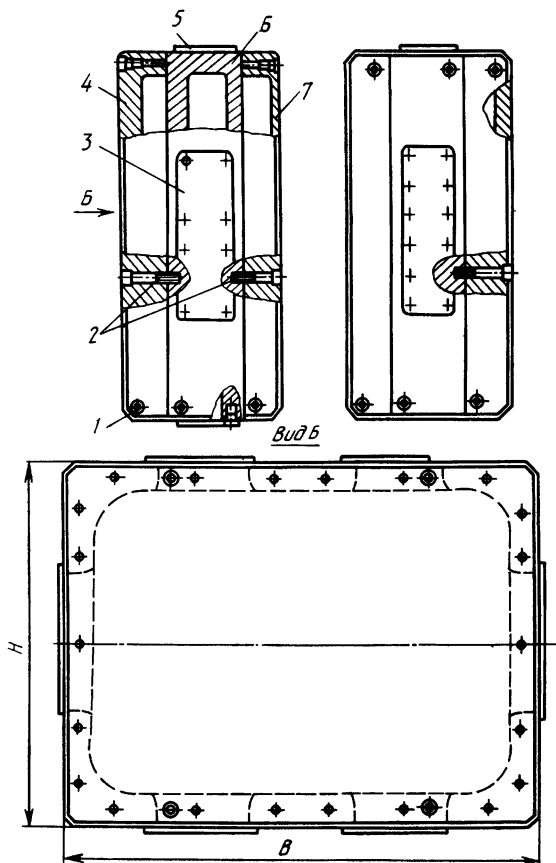


Рис. 14.11. Корпус шпиндельной коробки:

1, 2 — крепежные винты; 3, 5 — крышки; 4 — задняя плита; 6 — корпус; 7 — крышка

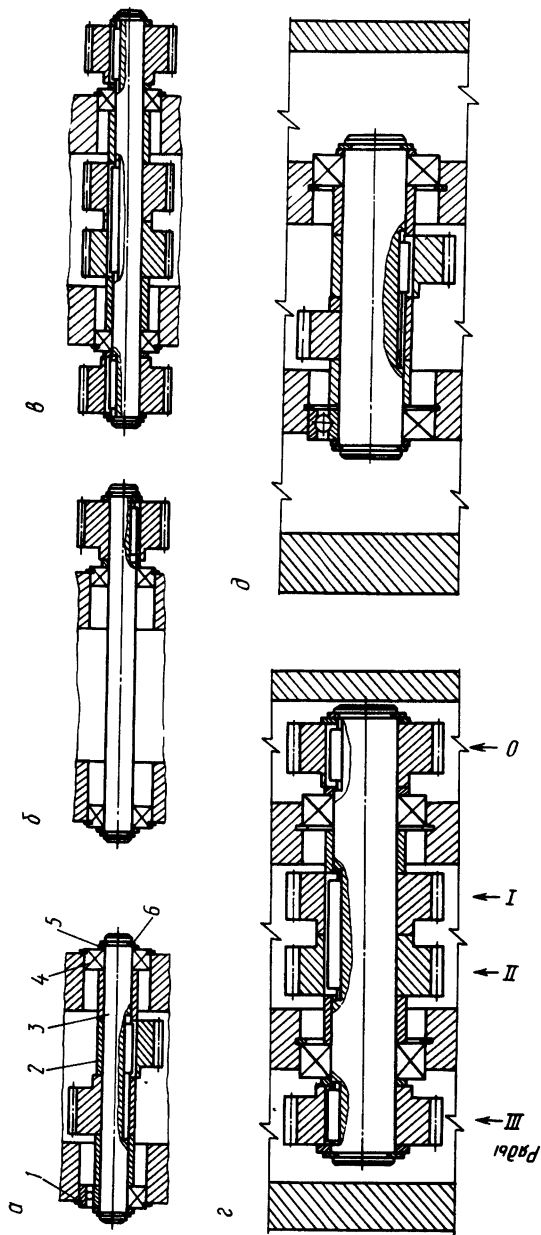


Рис. 14, 12. Комплекты промежуточных валов:

1 – установочное кольцо; 2 – промежуточная втулка; 3 – вал; 4 – подшипник; 5 – компенсаторное кольцо; 6 – пружинное кольцо

Т а б л. 14.11. Типоразмеры шпиндельных коробок

Типоразмер	Размер, мм		Масса, кг
	<i>H</i>	<i>B</i>	
1	360	400	240
2	400	500	400
3	450	—	440
4	—	630	540
5	500	800	600
6	—	800	800
7	—	630	670
8	560	800	830
9	—	1000	1020
10	630	800	920
11	—	1000	1200
12	—	800	1020
13	—	1000	1250
14	710	1250	1570
15	—	1400	1873
16	800	1000	1430
17	—	1250	1850
18	—	1000	1580
19	900	1250	1950
20	—	1600	2450
21	1000	1250	2130
22	—	1600	2500
23	1120	1250	2370
24	1250	—	2800

рые для повышения жесткости узла разнесены в пределах толщины стенки корпуса. Удлинитель с режущими инструментами крепятся в шпинделе стопорными винтами. Зубчатые колеса в коробке размещены в четырех рядах (см. рис. 14.12). Два ряда (*I* и *II*) расположены в корпусе, один (*O*) — в полости передней крышки, один (*III*) — в полости, образованной задней плитой. (На рис. 14.12, *a*, 14.12, *д*, 14.13 показаны варианты расположения зубчатых колес.)

Проектирование шпиндельных коробок автоматизировано. На первом этапе конструктор вручную разрабатывает ее кинематическую схему, а затем заносит в бланк исходной информации данные о размерах шпинделей, о нагрузках на них, модули и числа зубьев колес, координаты осей валов и др. Информация вводится в ЭВМ. Вычислительная машина выполняет кинематический и силовой расчеты, проверяет пространственную совместимость деталей и узлов. В результате проектирования она выдает таблицы сборок валов и шпинделей, спецификации, таблицы расточек и подрезок в корпусных деталях и другую документацию, необходимую для вычерчивания шпиндельной коробки и изготовления ее корпусных деталей. Корпусные детали обрабатываются в полуавтоматическом режиме на многоцелевых станках с ЧПУ.

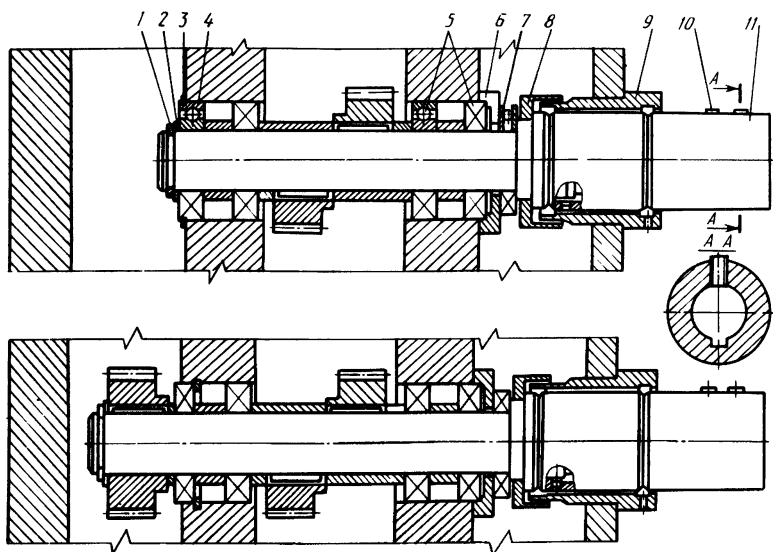


Рис. 14.13. Сверлильные шпиндели:

1 — пружинное кольцо; 2 — компенсаторное кольцо; 3 — установочное кольцо; 4 — радиальный подшипник задней опоры; 5 — радиальные подшипники передней опоры; 6 — фланец; 7 — упорный подшипник; 8 — отражатель; 9 — стакан; 10 — стопорный винт; 11 — шпиндель

14.7. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТИРОВАНИЯ АГРЕГАТНОГО СТАНКА

Основным документом на проектирование агрегатного станка является техническое задание. В него включают чертеж обрабатываемой детали, на котором выделяют поверхности, подлежащие обработке на станке; годовую программу выпуска деталей; вид смазочно-охлаждающей жидкости.

Выделяют базовые поверхности детали с расчетом, что при их использовании будет гарантирована заданная точность обработки. Выбор базовых поверхностей связан также с компоновкой станка, на котором предполагается ее обрабатывать.

На станках компоновок первого типа (рис. 14.14, а) обрабатываемые заготовки остаются неподвижными в течение всего цикла обработки. Станки не имеют устройства для их периодического транспортирования. Заготовка 4 закрепляется в приспособлении 5, установленном на средней станине 10. На боковых станинах 9 помещают силовые столы 8. На них с помощью упорных угольников 7 закрепляют шпиндельные коробки 6 или устанавливают сверлильную, расточную или фрезерную бабку. На боковую подставку 11 помещают вертикальную стойку 1 с силовым столом 2 и шпиндельным узлом 3. Станки обеспечивают относительно высокую точность детали, так как при одной установке можно обрабатывать ее точно связанные поверхности.

Станки компоновок второго типа имеют транспортное устройство для обрабатываемых деталей в виде поворотного делительного стола (рис. 14.14, б).

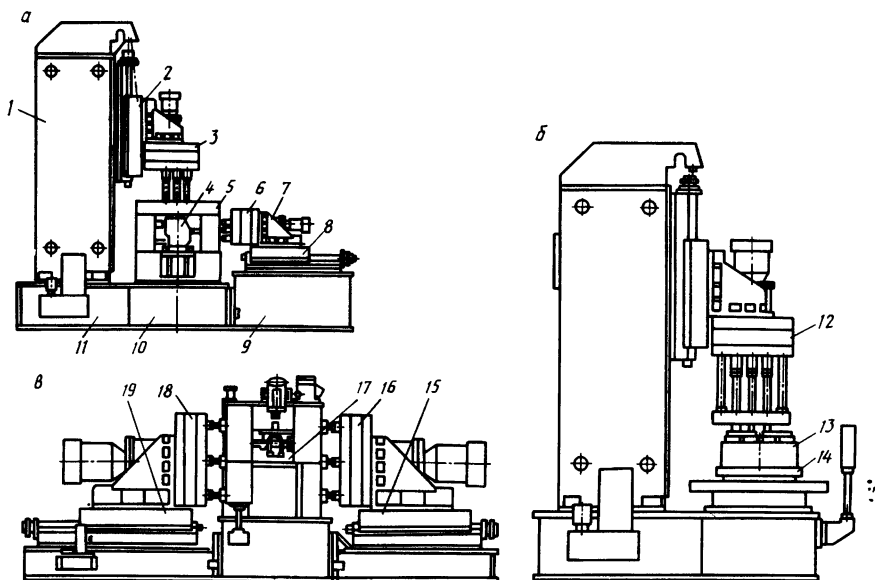


Рис. 14.14. Типовые компоновки агрегатных станков

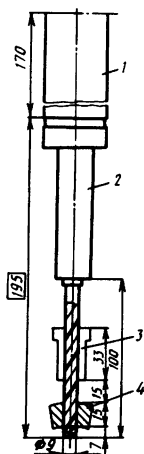


Рис. 14.15. Схема сверления на агрегатном станке

В приспособлении 13, помещенном на столе 14, закрепляют несколько заготовок, расположенных по окружности. Обработка заготовок сверху производится инструментами, установленными в одной шпиндельной коробке 12, перекрывающей все позиции стола, или с помощью нескольких отдельных силовых узлов. Боковые поверхности детали обрабатываются инструментами, установленными на силовых узлах, помещенных на горизонтальных боковых станинах. Производительность обработки может быть повышена при совмещении времени установки и съема деталей с временем обработки.

Станки компоновок третьего типа (рис. 14.14, в) имеют транспортное устройство для обрабатываемых заготовок в виде делительного барабана 17 с горизонтальной осью вращения. На его гранях находятся приспособления для закрепления заготовок. На горизонтальных силовых узлах 15 и 19, установленных с одной или с двух сторон, помещают шпиндельные коробки 16 и 18, перекрывающие все позиции барабана. На таких станках часто обрабатывают детали с двух противоположных сторон (корпусные, трубы, валы). С помощью небольших подвесных головок обрабатывают и другие поверхности.

Станки компоновок четвертого типа имеют многопозиционный линейно

перемещающийся стол. Обрабатываются крупногабаритные детали или много одинаковых элементов, обработка которых должна быть распределена между двумя-тремя позициями станка.

Выбрав компоновку станка, определяют расчетное время цикла:

$$t_{\text{ц}} = \frac{\Phi}{Q} k_{\text{т.и}},$$

где Φ — номинальный годовой фонд времени работы станка; Q — заданная годовая программа выпуска деталей; $k_{\text{т.и}}$ — коэффициент технического использования станка; в зависимости от его сложности $k_{\text{т.и}}$ принимается равным 0,85...0,9.

Циклограмму станка оформляют в виде таблицы. Слева перечисляют элементы цикла станка и его механизмы. На горизонтальной оси откладывают продолжительность каждого элемента цикла. Все движения делят на активные и совмещенные. Продолжительность активных движений в сумме составляет время цикла. Совмещенные движения происходят одновременно с активными. По циклограмме находят время, приходящееся на все активные вспомогательные движения $t_{\text{в}}$ (на установку и съём заготовки, подвод и отвод силовых узлов, перемещения транспортного устройства и т.д.). Затем определяют основное технологическое время $t_{\text{о.т}}$, равное времени рабочих ходов силовых узлов: $t_{\text{о.т}} = t_{\text{ц}} - t_{\text{в}}$.

Выбирают методы обработки поверхностей и назначают режимы резания. При этом стойкость режущих инструментов должна зависеть от числа инструментов в наладке. Распределяют инструменты по силовым узлам и согласно выбранным режимам резания определяют расчетное основное технологическое время $t'_{\text{о.т}}$. Если оказалось, что $t'_{\text{о.т}}$ меньше допускаемого $t_{\text{о.т}}$, то, снижая расчетную скорость резания, увеличивают $t'_{\text{о.т}}$ до $t_{\text{о.т}}$. Если $t'_{\text{о.т}} > t_{\text{о.т}}$, то предусматривают выполнение так называемых лимитирующих переходов по частям на нескольких последующих позициях станка или заменяют инструменты на более производительные. Для каждого инструмента определяют осевое усилие, крутящий момент, мощность резания.

После расчета режимов резания и распределения переходов по силовым узлам разрабатывают схемы обработки. Режущие инструменты изображают в положении, соответствующем окончанию обработки. Вместе с инструментом на схеме показывают шпиндель 1 (рис. 14.15), удлинитель 2 (оправку, борштангу, патрон и т.п.), кондукторную втулку 3 и обрабатываемый элемент детали 4. Наносят размеры обрабатываемой поверхности детали, инструментальной наладки, в том числе необходимые для настройки инструмента вне станка.

Согласно чертежу обрабатываемой детали и схемам обработки, проектируют специальные режущие и вспомогательные инструменты, приспособление, шпиндельные коробки, другие оригинальные узлы. С учетом габаритов обрабатываемой детали, силовых факторов процесса резания и схем обработки по каталогам подбирают унифицированные узлы. Разрабатывают общие виды агрегатного станка.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Автоматизированные смазочные системы и устройства / В.Я. Семенов, П.М. Курганский, В.И. Кузьмин и др. — М.: Машиностроение, 1982. — 176 с.
2. Автоматизированный электропривод / Под ред. Н.Ф. Ильинского, М.Г. Юнькова. — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 446 с.
3. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. — М.: Машиностроение, 1982. — Т. 1. — 729 с.; Т. 2—584 с.; Т. 3. — 576 с.
4. Арапов А.Н. Выбор нерегулируемых асинхронных электродвигателей для привода станков // Станки и инструмент. — 1985. — № 2. — С. 15–17.
5. Асинхронные двигатели серии 4А: Справ. — М.: Энергоиздат, 1982. — 503 с.
6. Бальмонт В.В., Горелик И.Г., Левин А.М. Влияние частоты вращения на упругодеформационные свойства шпиндельных шарикоподшипников // Станки и инструмент. — 1986. — № 7. — С. 15–16.
7. Белановский В.П., Селигей А.М., Гальдрайх Г.М. Исследование инструментальных конических соединений с малыми углами уклона // Станки и инструмент. — 1979. — № 6. — С. 15–17.
8. Беляев В.Г. Расчет диаметра винта привода подачи станков с ЧПУ // Станки и инструмент. — 1981. — № 8. — С. 7–9.
9. Беляев В.Г. Расчет механической части привода подачи станков с ЧПУ // Станки и инструмент. — 1982. — № 3. — С. 11–14.
10. Беляев В.Г., Фаттахов Р.Х. Повышение работоспособности шариковых винтовых механизмов станков с ЧПУ // Станки и инструмент. — 1986. — № 2. — С. 12–13.
11. Берестнев О.В., Полонский В.А., Неделькин А.Н. Самоустанавливающиеся плоскопараллельные делительные зубчатые колеса: Оперативно-информац. материалы. — Мн., 1989. — 96 с.
12. Бурков В.А., Тихон А.О. Новые конструкции пружинно-гидравлических устройств для механизированного закрепления и освобождения инструментов // Станки и инструмент. — 1980. — № 5. — С. 20–22.
13. Бушуев В.В. Выделение главных моментов при конструировании // Станки и инструмент. — 1989. — № 4. — С. 33–36.
14. Бушуев В.В. Нетрадиционные конструкторские решения // Станки и инструмент. — 1988. — № 7. — С. 28–31.
15. Бушуев В.В. "Парадоксы" конструкций // Станки и инструмент. — 1989. — № 1. — С. 25–28.
16. Быховский А.Н., Левина З.М. Угловая жесткость осевой опоры шпиндельного узла и ее влияние на радиальную жесткость // Станки и инструмент. — 1977. — № 11. — С. 16–18.
17. Великанов К.М., Власов В.Ф., Карандашова К.С. Экономика и организация производства в дипломных проектах. — Л.: Машиностроение, 1977. — 208 с.
18. Вечтомова Д.Г., Хмылевская М.Л., Маслов В.А. Захваты промышленных роботов для машиностроения: Обзор. — М., 1984. — 48 с.
19. В помощь конструктору-станкостроителю / В.И. Калинин, В.Н. Никифоров, Н.Я. Анисеев и др. — М.: Машиностроение, 1983. — 288 с.
20. Выбор нерегулируемых асинхронных электродвигателей для приводов металлообрабатывающих станков: Метод, рекомендации / ЭНИМС; Сост. А.Н. Арапов. — М., 1984. — 18 с.
21. Гальперин Б.Я., Магиденко С.В. Выбор конструктивных параметров зубчатых венцов, используемых для фиксации револьверных головок // Станки и инструмент. — 1978. — № 4. — С. 11–12.
22. Гамрет-Курек Л.И. Экономическое обоснование дипломных проектов. М.: Высш. шк., 1985. — 160 с.

23. Гаспарян К.О., Бейлин Л.П. Программы выбора двигателя для привода подач // Станки и инструмент. — 1983. — № 8. — С. 19–20.
24. Горюнов И.П., Ерошев Ю.В., Макаров Н.В. Точность позиционирования автоматических револьверных головок станков с ЧПУ // Станки и инструмент. — 1983. — № 7. — С. 11–13.
25. Дашенко А.И., Белоусов А.П. Проектирование автоматических линий. — М.: Высш. шк., 1983. — 328 с.
26. Дашенко А.И., Шмелев А.И. Конструкции агрегатных станков: Учеб. для техн. училищ. — М.: Высш. шк., 1982. — 176 с.
27. Двигатели асинхронные единой серии 4А мощностью 0,06...400 кВт: Каталог 01.40.22–81. — М.: Информэлектро, 1982. — 205 с.
28. Детали и механизмы металлорежущих станков / Под ред. Д.Н. Решетова: В 2 т. — М.: Машиностроение, 1972. — Т. 1. — 664 с.; Т. 2 — 520 с.
29. Демин А.И. Расчет и проектирование торцовых муфт с круговыми зубьями // Станки и инструмент. — 1978. — № 1. — С. 14–17.
30. Добровольский В.Л. Фиксирующие устройства в автоматических станочных системах. — М.: Машиностроение, 1989. — 72 с.
31. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. — М.: Высш. шк., 1985. — 416 с.
32. Зайченко И.З. Оптимизация структуры бесступенчато-регулируемых приводов главного движения металлорежущих станков // Станки и инструмент. — 1983. — № 9. — С. 8–11.
33. Замена масел в гидравлических и смазочных системах станков: Метод. рекомендации. — М., 1987. — 32 с.
34. Зверев И.А., Самохвалов Е.И., Левина З.М. Автоматизированные расчеты шпиндельных узлов // Станки и инструмент. — 1984. — № 2. — С. 11–15.
35. Ивович В.А. Переходные матрицы в динамике упругих систем. — М.: Машиностроение, 1969. — 98 с.
36. Ингерт Г.Х., Глебкий В.П., Айзеншток Г.И. Потери мощности в высокоскоростных гидростатических подшипниках // Станки и инструмент. — 1987. — № 4. — С. 20–22.
37. Исполнительные механизмы приводов подач подвижных узлов металлорежущих станков с ЧПУ / Л.М. Кордыш, В.С. Воскобойников, Л.Б. Марголин и др. — М., 1980. — 56 с.
38. Каминская В.В., Левина С.М. Расчет жесткости станков. — М.: Машиностроение, 1983. — 47 с.
39. Козырев Ю.Г. Промышленные роботы: Справ. — М.: Машиностроение, 1983. — 376 с.
40. Колка И.А., Кувшинский В.В. Многооперационные станки. — М.: Машиностроение, 1983. — 136 с.
41. Комиссар А.Г. Уплотнительные устройства опор качения. — М.: Машиностроение, 1980. — 192 с.
42. Конструкция и наладка станков с программным управлением и роботизированных комплексов: Учеб. пособие для СПТУ / Л.Н. Грачев, В.Л. Косовский, А.Н. Ковшов и др. — М.: Высш. шк., 1986. — 288 с.
43. Конструкция и эксплуатация электроприводов для ГПМ и ПР: Метод. пособие / ИПК Минстанкопрома СССР. — М., 1989. — 64 с.
44. Копыленко Ю.В., Хомяков В.С. Расчет динамических характеристик приводов главного движения металлорежущих станков: Учеб. пособие. — М., 1986. — 40 с.
45. Кордыш Л.М., Марголин Л.В., Тарасов С.Л. Определение осевой жесткости исполнительных механизмов приводов подач с шариковой передачей винт-гайка // Станки и инструмент. — 1980. — № 11. — С. 10–13.
46. Кузнецов В.Г. Приводы станков с программным управлением. — М.: Машиностроение, 1983. — 248 с.

47. Кузнецов М.М., Усов В.А., Стародубов К.С. Проектирование автоматизированного производственного оборудования: Учеб. пособие для вузов. — М.: Машиностроение, 1987. — 288 с.
48. Лабораторные работы по курсу "САПР технологических процессов, инструментов и станков" для студентов специальности 0501 "Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты" / А.И. Кочергин, В.И. Туромша, Е.Э. Фельдштейн и др. — Мн., 1988. — 35 с.
49. Лебедев А.М., Орлова Р.Т., Пальцев А.В. Следящие электроприводы станков с ЧПУ. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — 223 с.
50. Левина З.М., Астафьева А.М. Расчеты при автоматизированном проектировании шпиндельных узлов // Станки и инструмент. — 1981. — № 6. — С. 4–8.
51. Левина З.М., Зверев И.А. Расчет статических и динамических характеристик шпиндельных узлов методом конечных элементов // Станки и инструмент. — 1986. — № 8. — С. 6–9.
52. Левина З.М. Расчет жесткости современных шпиндельных подшипников // Станки и инструмент. — 1982. — № 10. — С. 1–3.
53. Лизогуб В.А. Конструирование и расчет шпиндельных узлов на опорах качения // Станки и инструмент. — 1980. — № 5. — С. 18–20.
54. Лоскутов В.В. Сверлильные и расточные станки. — М.: Машиностроение, 1981. — 151 с.
55. Марголит Р.Б. Наладка станков с программным управлением: Учеб. пособие для машиностроит. техникумов. — М.: Машиностроение, 1983. — 253 с.
56. Мартынов Б.П. Расчет приводов подач станков с ЧПУ, работающих в станочных комплексах и системах ГАП. — М., 1986. — 124 с.
57. Металлорежущие системы машиностроительных производств: Учеб. пособие для студентов техн. вузов / О.В. Таратынов, Г.Г. Земсков, И.М. Таратынова. — М.: Высш. шк., 1988. — 464 с.
58. Металлорежущие станки: Учеб. для машиностроит. вузов / Под ред. В.Э. Пуша. — М.: Машиностроение, 1985. — 575 с.
59. Металлорежущие станки и автоматы: Учеб. для машиностроит. вузов / Под ред. А.С. Проникова. — М.: Машиностроение, 1981. — 479 с.
60. Методы снижения шума металлорежущих станков и их узлов: Метод. рекомендации. — М., 1986. — 67 с.
61. Механизмы подачи с передачами винт-гайка качения для металлорежущих станков с ЧПУ: Метод. разработка. — М., 1984. — 87 с.
62. Модзелевский А.А., Соловьев А.В., Лонг В.А. Многооперационные станки. — М.: Машиностроение, 1981. — 216 с.
63. Накладные направляющие из наполненного фторопласта в металлорежущих станках: Метод. рекомендации. — М., 1988. — 42 с.
64. Орликов М.Л., Федоренко И.Г., Шишкин В.Н. Металлорежущие станки: Курсовое и диплом. проектирование. — Киев: Вища шк., 1987. — 152 с.
65. Орлов П.И. Основы конструирования: Справ.-метод. пособие: В 2 кн. — М.: Машиностроение, 1988. — Кн. 1. — 559 с.; Кн. 2. — 542 с.
66. Особенности применения современных электродвигателей в приводах станков и роботов: Метод. разработка. — М., 1987. — 24 с.
67. ОСТ 2Н46-1-79. Подшипники радиальные гидростатические с дросселями трения (капиллярами). Метод расчета нагрузочной способности и жесткости. — М., 1979. — 7 с.
68. ОСТ 2Н00-30-87. Станки металлорежущие. Нормы надежности. — М., 1987. — 5 с.
69. Павлов А.Г. Выбор предельных конструктивных параметров шпиндельного узла // Станки и инструмент. — 1982. — № 4. — С. 13–14.
70. Пекарский Э.М., Воробьева Т.С. Автоматизированный расчет механических узлов привода подач // Станки и инструмент. — 1983. — № 8. — С. 20–21.
71. Перель Л.Я. Подшипники качения: Справ. — М.: Машиностроение, 1983. — 543 с.

72. Петров Н.А. Состояние и перспективы развития шпиндельных узлов металлорежущих станков. — М., 1988. — 44 с.

73. Подшипники качения: Справ.-каталог / Под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. — М.: Машиностроение. 1984. — 280 с.

74. Пратусевич Р.М., Литвак А.С. Автоматизированный расчет энергетических потерь в приводах главного движения металлорежущих станков // Станки и инструмент. — 1986. — № 5. — С. 21—23.

75. Применение и конструктивные особенности токарных многоцелевых станков / Ю.М. Ельчанин, А.М. Итин, В.Н. Карякин, В.И. Федоров. — М., 1987. — 48 с.

76. Прокопенко Н.Д. Современные конструкции уплотнительных устройств шариковых пар. — М., 1985. — 28 с.

77. Промышленная робототехника / А.В. Бабич, А.Г. Баранов, И.В. Калабин и др.; Под ред Я.А. Шифрина. — М.: Машиностроение, 1982. — 415 с.

78. Промышленная робототехника /Л.С. Ямпольский, В.А. Яхимович, Е.Г. Вайсман и др.; Под ред Л.С. Ямпольского. — Киев: Техника, 1984. — 264 с.

79. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков. — М.: Машиностроение, 1977. — 390 с.

80. Пуш В.Э., Пигерт Р., Сосонкин В.Л. Автоматические станочные системы / Под ред. В.Э. Пуша. — М.: Машиностроение, 1982. — 319 с.

81. Расчетный анализ и оптимизация конструкции типовых приводов подач токарных и фрезерных станков с ЧПУ: Метод. рекомендации. — М., 1985. — 40 с.

82. РТМ2-1—80. Расчет на прочность цилиндрических зубчатых колес с учетом условий работы современных автоматизированных станков. — М., 1981. — 114 с.

83. РТМ МТ 11-3—79. Применение качественных сталей и методов термического упрочнения для ответственных деталей станков: Руководящий техн. материал. — М., 1980. — 63 с.

84. Руководство к дипломному проектированию по технологии машиностроения, металлорежущим станкам и инструментам /Л.В. Худобин, В.А. Гречишников, А.Г. Маеров и др. — М.: Машиностроение, 1986. — 287 с.

85. Смазочные системы автоматических линий, агрегатных и специальных станков: Техн. описание и инструкция по эксплуатации. АМ 00000-760 Т0. — Мн.: Полымя, 1979. — 32 с.

86. Смирнов А.И. Оптимизация смазки быстроходных шпиндельных узлов металлорежущих станков: Обзор. — М., 1979. — 56 с.

87. Справочник по автоматизированному электроприводу / Под ред. В.А. Елисеева и А.В. Шинянского. — М.: Энергоатомиздат, 1983. — 616 с.

88. Спыну Г.А. Промышленные роботы: Конструирование и применение. — Киев: Вища шк., 1985. — 176 с.

89. Станки с числовым программным управлением (специализированные) / В.А. Лещенко, Н.А. Богданов, И.В. Вайнштейн и др.; Под ред В.А. Лещенко. — 2-е изд. — М.: Машиностроение, 1988. — 568 с.

90. Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков. — М.: Машиностроение, 1980. — 288 с.

91. Технические требования к технологическому оборудованию гибких производственных модулей для финишной обработки тел вращения: Информ. материал. — М., 1985. — 28 с.

92. Типовые методики и программы испытаний металлорежущих станков: Метод. указания. — М., 1988. — 96 с.

93. Типовые схемы и рабочие характеристики главного привода станков с ЧПУ: Метод. рекомендации по проектированию. — М., 1983. — 49 с.

94. Усов А.А., Зайцева К.В., Эйхенвальд Э.В. Централизованные смазочные системы, применяемые в металлорежущих станках: Инструкция по применению в станкострое-

нии. — М., 1978. — 111 с.

95. Фигатнер А.М., Бондарь С.Е., Парфенов И.В. Применение радиально-упорных шарикоподшипников сверхлегкой серии диаметров в шпиндельных узлах металлорежущих станков // Станки и инструмент. — 1984. — № 5. — С. 16–18.

96. Фигатнер А.М., Парфенов И.В., Горелик И.Г. Повышение несущей способности высокоскоростных шпиндельных узлов // Станки и инструмент. — 1985. — № 6. — С. 15–16.

97. Фигатнер А.М. Шпиндельные узлы современных металлорежущих станков: Обзор. — М., 1983. — 60 с.

98. Цымбал И.Л., Соколов В.И., Кожухарь А.А. Проектирование и расчет узлов агрегатных станков. — Киев: Техника, 1980 — 190 с.

99. Шевляков И.М., Мельниченко В.Д. Обработка деталей на агрегатных и специальных станках. — М.: Машиностроение, 1981. — 224 с.

100. Шпиндельные узлы агрегатных станков: Альбом / Н.М. Вороничев, Г.И. Плашей, С.С. Гиндин и др. — М.: Машиностроение, 1983. — 179 с.

101. Экономическая эффективность новой техники и технологии в машиностроении / Г.М. Великанов, В.А. Березин, Э.Г. Васильева и др.; Под общ. ред. К.М. Великанова. — Л.: Машиностроение, 1981. — 256 с.

102. Электромагнитные муфты серий Э1М и Е2М с магнитопроводящими дисками: Метод. рекомендации. — М., 1987. — 38 с.

103. Электроприводы и электродвигатели для ГПМ и ГПС: Метод. рекомендации. — М., 1986. — 104 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Автооператоры инструментальные с
 - двумя захватами 324
 - — с одним захватом 324
- Бабки подрезно-расточные 361, 362
 - расточные 357, 358
 - сверлильные 361
 - фрезерные 359
- Быстроходность подшипников качения 144
 - шпиндельных узлов 159
- Выбор асинхронного электродвигателя для главного привода 106
 - — — привода подачи 261, 262
 - подшипников качения для опор шпинделя 186, 187
 - регулируемого электродвигателя для привода подачи 246
 - способа создания предварительного натяга в опорах шпинделя 187
 - числа зубьев колес для главного привода 98, 102
 - электродвигателя для вспомогательного привода 262
- Головки револьверные 313
 - силовые с гидравлическим приводом 348, 349, 352
 - с кулачковым приводом 348, 350
- Грузоподъемность динамическая передачи винт-гайка качения 224, 225
 - подшипников качения 144
 - статическая передачи винт-гайка качения 223
- Диапазон регулирования бесступенчатого привода подачи 237
 - — главного привода 90, 127
 - — ступенчатого привода подачи 259
- Жесткость гидродинамического подшипника 206
 - гидростатического радиального подшипника 199
 - — упорного подшипника 201
 - двухрядного подшипника с короткими цилиндрическими роликами 177
 - — упорно-радиального шарикового подшипника 176
 - крутильная ходового винта 242
 - направляющих с роликовыми опорами 293
 - однорядного конического подшипника 176
 - передачи винт-гайка качения 227
 - — — скольжения 229
 - — червяк-рейка качения 233
 - привода подачи 254
 - станков 17
 - стыков 254, 255
 - шпиндельного узла 136
 - шпиндельной опоры с радиально-упорными подшипниками 174
- Захватные устройства вакуумные 339
 - — магнитные 340
 - — механические с зубчатыми передачами 338
 - — — с кулисно-стержневыми механизмами 337
 - — — с рычажно-стержневыми механизмами 336
- Захваты инструментальных автооператоров 325
- Клинья регулировочные 273
- Конус метрический 139
 - Морзе 139
 - с конусностью 7, 24, 139
- Коробки шпиндельные 366
- Коэффициент полезного действия гидростатической червячно-реечной передачи 234
 - — — — — главного привода бесступенчатого регулирования 135
 - — — — — ступенчатого регулирования 105
 - — — — — зубчатой передачи 106
 - — — — — подшипников качения 106
 - — — — — ременной передачи 106
- Крутильная податливость асинхронного электродвигателя 121
 - — вала 119
 - — зубчатой передачи 122
 - — ременной передачи 121
 - — упругой втулочно-пальцевой муфты 120
- Материал валов коробок подач 263
 - — — скоростей 116, 117, 118
 - винтов передачи винт-гайка качения 212
 - — — винт-гайка скольжения 228
 - гаек передачи винт-гайка качения 212

- зубчатых колес 53
- направляющих скольжения 268
- шпинделя 185
- Механизмы автоматического зажима инструментов 329**
 - делительного движения револьверных головок 314
 - переключения коробок скоростей 112
 - – – группового управления 113
 - – – индивидуального управления 113
 - – – селективные 115, 116
 - фиксации поворотного-делительного стола 365
 - револьверных головок 314
- Модули гибкие производственные токарные 312**
 - – – шлифовальные 313
- Момент инерции зубчатого колеса 248**
 - – приведенный к валу электродвигателя 248
 - – редуктора 248
 - – ступенчатого вала 118
 - – ходового винта 248
 - привода подачи динамический 251
 - – – статический 249
 - холостого хода шарико-винтового механизма 249
- Мощность холостого хода 104**
- Муфты зубчатые торцовые с круговыми зубьями 315, 316**
 - – с прямыми зубьями 315, 316
 - соединительные с гибким диском 239
 - – сильфонные 240, 241
 - – с радиальными пазами 239
 - электромагнитные бесконтактного типа 66
 - – контактного типа 65
 - – тормозные 71
- Нагрузки на главный привод бесступенчатого регулирования 133**
 - – – ступенчатого регулирования 102
 - на элементы главного привода станка с ЧПУ 135
- Надежность станков 23**
- Направляющие качения замкнутые 285**
 - – незамкнутые 285
 - – с роликовыми опорами 291
 - – треугольные роликовые 287

- – – шариковые 287
- – – цилиндрические 296
- комбинированные 297
- скольжения гидростатические 278
- комбинированные 266
- накладные 266, 268
- прямоугольные 265
- трапецевидные 266
- треугольные 266, 267
- цилиндрические 266
- Опора роликовая 291**
- Оптимизация привода подачи 253**
- Передача винт-гайка качения 209**
 - – скольжения 218
 - грушовая 91
 - зубчатая 46, 50, 137
 - зубчатым ремнем 59
 - червяк-рейка качения 230
 - червячно-реечная гидростатическая 233
- Передний конец шпинделя резьбовой 140**
 - – сверлильных и расточных станков 142
 - – – фланцевый 141
- Питатели смазочных систем 77, 84**
- Планки направляющих прижимные 271**
 - – регулировочные 271, 272
- Подшипники гидродинамические 202**
 - гидростатические радиальные 198
 - – упорные 201
 - качения роликовые двухрядные с буртом 148
 - – – однорядные с буртом 146, 149
 - – – с короткими цилиндрическими роликами 145
 - – – с управляемым натягом 157
 - – – с широким наружным кольцом 147
 - – шариковые радиально-упорные 150
 - – – упорно-радиальные 153
- Потери мощности в главном приводе 110**
 - – нагрузочные 103
 - – – в подшипниках качения 105
 - – – в ременной передаче 105
 - – – постоянные 103
 - – – в зубчатой передаче 105
 - – – в подшипнике качения 105
 - – – в ременной передаче 104
- Предварительный натяг шарико-винто-**

- вого механизма 223
- — шпиндельных подшипников 187
- Привод главного движения с автоматической коробкой скоростей 111
- — — инерционный 138
- — — с бесступенчатым регулированием 127
- — — с выпадением ступеней частоты вращения 94
- — — с двухскоростным электродвигателем 95
- — — сложной структуры 94
- — — со сменными зубчатыми колесами 97
- — — с последовательно соединенными групповыми передачами 92
- — — с частичным перекрытием ступеней частоты вращения 92
- подачи электромеханической с бесступенчатым регулированием 237
- Расчет гидростатических радиальных подшипников 198
- — упорных подшипников 201
- гидростатической червячно-реечной передачи 236
- динамических характеристик привода главного движения 118
- — — шпиндельного узла 181
- зубчатых торцовых муфт 320
- направляющих качения 288
- — скольжения с полужидкостной смазкой 276
- — — гидростатический 281
- передачи винт-гайка качения 215
- — — скольжения 219
- — — зубчатым ремнем 59
- привода главного движения бесступенчатого регулирования 129
- — — ступенчатого регулирования 97, 102, 116
- — подачи ступенчатого регулирования 259
- цилиндрических зубчатых передач 46

- Смазочная система импульсная 80
- — последовательная 78
- — централизованная 85

Смазывание направляющих качения 287

- — скольжения 274
- опор шпиндельных узлов жидким материалом 159
- — — — — капельное 161
- — — — — маслотовоздушное 162
- — — — — масляным туманом 161
- — — — — циркуляционное 160
- — — — — пластичным материалом 162
- узлов с электромагнитными муфтами 72
- шарико-винтового механизма 218

Соединения с коническими кольцами 242

Станки агрегатные 347

- многоцелевые 306
- с числовым программным управлением вертикально-сверлильные 304
- — — — — токарные 299
- — — — — фрезерные 301

Столы поворотные-делительные 363

- силовые 352
- спутники 340

Теплостойкость станков 18

Точность вращения шпинделя 136

- направляющих скольжения с полужидкостной смазкой 264
- станка 16
- шпиндельного узла 184

Уплотнения направляющих 273

- опор шпинделя бесконтактные 164
- — — контактные 166
- шарико-винтового механизма 218

Шпиндельные узлы с гидродинамическими опорами 199

- — с гидростатическими опорами 194
- — с опорами качения 167
- Шум станков 20

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
1. Организация курсового проектирования	4
1.1. Тематика и содержание курсовых проектов	4
1.2. Последовательность выполнения курсового проекта	7
1.3. Содержание и оформление пояснительной записки	8
1.4. Содержание и оформление чертежей	12
2. Обеспечение работоспособности станков	16
2.1. Обеспечение геометрической и кинематической точности	16
2.2. Обеспечение жесткости	17
2.3. Обеспечение теплостойкости	18
2.4. Обеспечение удовлетворительных шумовых характеристик	20
2.5. Обеспечение надежности	23
3. Детали станков и элементы приводов	27
3.1. Нерегулируемые асинхронные электродвигатели	27
3.2. Регулируемые электродвигатели постоянного тока для приводов главного движения	31
3.3. Регулируемые электродвигатели для приводов подачи	34
3.4. Цилиндрические зубчатые передачи	46
3.5. Передачи зубчатым ремнем	59
3.6. Электромагнитные муфты	64
3.7. Смазочные системы	77
4. Приводы главного движения со ступенчатым регулированием	90
4.1. Ряды частот вращения шпинделя	90
4.2. Типы передач	91
4.3. Приводы с последовательно соединенными групповыми передачами	92
4.4. Приводы с частичным перекрытием ступеней частоты вращения	92
4.5. Приводы с выпадением ступеней частоты вращения	94
4.6. Приводы сложной структуры	94
4.7. Приводы с двухскоростным электродвигателем	95
4.8. Приводы со сменными зубчатыми колесами	97
4.9. Последовательность кинематического расчета привода	97
4.10. Определение нагрузок на привод	102
4.11. Определение потерь мощности в приводе	103
4.12. Выбор асинхронного электродвигателя для привода	106
4.13. Рекомендации по конструированию приводов	111
4.14. Расчет динамических характеристик привода	118
5. Приводы главного движения с бесступенчатым регулированием	127
5.1. Типовые структуры приводов с двигателем постоянного тока	127
5.2. Кинематический расчет привода	129
5.3. Определение нагрузки на привод	133
5.4. Рекомендации по конструированию приводов	135
6. Шпиндельные узлы с опорами качения	136
6.1. Требования к шпиндельным узлам	136
6.2. Приводы шпинделей	137
6.3. Конструкции переднего конца шпинделя	138
6.4. Подшипники качения для опор шпинделей	144
6.5. Способы смазывания подшипников качения жидким материалом	159
6.6. Способы смазывания подшипников качения пластичным материалом	162
6.7. Уплотнения шпиндельных узлов	164
6.8. Типовые компоновки шпиндельных узлов	167
6.9. Примеры шпиндельных узлов	169

6.10.	Расчет жесткости опор шпинделя	173
6.11.	Расчет жесткости шпиндельного узла	177
6.12.	Расчет динамических характеристик шпиндельного узла	181
6.13.	Расчет точности шпиндельного узла	184
6.14.	Рекомендации по конструированию шпиндельных узлов	185
6.15.	Об автоматизированном проектировании шпиндельного узла	190
7.	Шпиндельные узлы с опорами скольжения	194
7.1.	Шпиндельные узлы с гидростатическими опорами	194
7.2.	Шпиндельные узлы с гидродинамическими опорами	202
8.	Тяговые устройства привода подачи	209
8.1.	Передача винт–гайка качения	209
8.2.	Расчет передачи винт–гайка качения	222
8.3.	Передача винт–гайка скольжения	228
8.4.	Передача червяк–рейка качения	230
8.5.	Гидростатическая червячно-реечная передача	233
9.	Электромеханические приводы подачи с бесступенчатым регулированием	237
9.1.	Свойства приводов	237
9.2.	Структуры приводов	237
9.3.	Элементы исполнительного механизма приводов	238
9.4.	Пример исполнительного механизма привода подачи	246
9.5.	Выбор регулируемого электродвигателя для привода подачи	246
9.6.	Расчет осевой жесткости привода подачи	254
10.	Электромеханические приводы подачи со ступенчатым регулированием	258
10.1.	Структуры и механизмы приводов	258
10.2.	Кинематический расчет привода	259
10.3.	Выбор асинхронного электродвигателя для привода подачи	261
10.4.	Выбор электродвигателя для вспомогательного привода	262
10.5.	Рекомендации по конструированию приводов подачи	262
11.	Направляющие скольжения	264
11.1.	Требования к направляющим	264
11.2.	Направляющие с полужидкостной смазкой	265
11.3.	Гидростатические направляющие	278
12.	Направляющие качения и комбинированные	285
12.1.	Свойства направляющих качения	285
12.2.	Направляющие без циркуляции тел качения	285
12.3.	Направляющие с циркуляцией тел качения	291
12.4.	Комбинированные направляющие	297
13.	Проектирование станков с числовым программным управлением	299
13.1.	Токарные станки	299
13.2.	Фрезерные станки	301
13.3.	Вертикально-сверлильные станки	304
13.4.	Многоцелевые станки	306
13.5.	Гибкие производственные модули	312
13.6.	Револьверные головки	313
13.7.	Инструментальные автооператоры	324
13.8.	Расчет механизмов автоматической смены инструментов	326
13.9.	Механизмы для автоматического зажима инструментов	329
13.10.	Устройства для автоматической смены заготовок	332
14.	Проектирование агрегатных станков	347
14.1.	Свойства агрегатных станков	347
14.2.	Силовые головки	347
14.3.	Силовые столы	352

14.4. Инструментальные бабки	357
14.5. Поворотные делительные столы	363
14.6. Шпиндельные коробки.	366
14.7. Последовательность проектирования агрегатного станка.	369
Рекомендуемая литература.	372
Предметный указатель.	377

Учебное издание

Кочергин Анатолий Иванович

**КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ
И СТАНОЧНЫХ КОМПЛЕКСОВ**

Курсовое проектирование

Заведующий редакцией *А. Ф. Зиновьев*

Редактор *Э. Н. Капрова*

Художественный редактор *В. Н. Валентович*

Технический редактор *Л. И. Счисленок*

Корректоры *В. П. Шкредова, Г. В. Вагабова, Н. И. Бондаренко, З. Б. Звонарева*

Оператор *И. В. Скубий*

А.И. КОЧЕРГИН

**КОНСТРУИРОВАНИЕ
И РАСЧЕТ
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ
СТАНКОВ
И СТАНОЧНЫХ
КОМПЛЕКСОВ**

