

Министерство высшего и среднего специального
образования БССР

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра "Металлорежущие станки и инструменты"

В.И.ГЛУБОКИЙ

МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ И ПРОМЫШЛЕННЫЕ РОБОТЫ

Тексты лекций

для студентов специальностей I201 - "Технология
машиностроения" и I202 - "Металлорежущие станки и инструменты"

Часть I

КОНСТРУИРОВАНИЕ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

М и н о к 1 9 8 8

УДК 621.9

Тексты лекций предназначены для активизации самостоятельной работы студентов при теоретической подготовке, а также при курсовом проектировании.

В лекциях приводится описание основных этапов проектирования станков, даются методики обоснования основных технических характеристик станка и излагаются основы кинематического расчета главных приводов с асинхронными двигателями и электромеханическим регулированием двигателями постоянного тока. Описываются основы конструирования и расчета шпиндельных узлов, приводов подач с высокомоментными двигателями, тяговых механизмов и направляющих станков.

К каждой лекции даются ссылки на литературу и учебные дисциплины, с которыми необходимы междисциплинарные связи в соответствии со структурно-логической схемой.

Рецензенты:

Н.В.Руман, В.Ф.Свижанок

Владимир Игнатьевич ГЛУБОКИЙ

МЕТАЛЛОРЕЗУЩИЕ СТАНКИ И ПРОМЫШЛЕННЫЕ РОБОТЫ

Тексты лекций

для студентов специальностей I201 - "Технология машиностроения" и I202 - "Металлорежущие станки и инструменты"

Часть I

КОНСТРУИРОВАНИЕ МЕТАЛЛОРЕЗУЩИХ СТАНКОВ

Редактор Н.Я.Прошина.

Подписано в печать 27.10.87. АТ 1589Г.

Формат 60x84¹/16. Бумага т. № 2. Офсетная печать.

Усл. печ. л. 3,84. Уч.-изд. л. 3,00. Тир. 500. Зак. 2378. Цена 10 коп.

Отпечатано на роталпринте БИИ. 220027, Минск, Ленинский пр., 65.

Р 2704000000 - 041 4(1) - 87
М 339 - 88

© Белорусский политехнический институт, 1988.

Т е м а I. ПРОЦЕСС ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТАНКОВ И ОСНОВЫ ЕГО АВТОМАТИЗАЦИИ

Л е к ц и я I. ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТАНКОВ, ОСНОВЫ
АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЕКТНЫХ РЕШЕНИЙ
/I,2,4,5/ (8,9,10,25,26,33).

I.1. Программа лекции

I.1.1. Основные этапы проектирования станков и их содержание. Техническое задание и обоснование создания нового станка. Техническое предложение, выбор компоновки и разработка схем. Технический проект и разработка рабочих чертежей деталей и технических условий.

I.1.2. Основы автоматизации проектирования станков и оптимизация проектных решений. Предпосылки автоматизации проектирования на различных этапах. Математическая модель объекта проектирования. Постановка задач оптимизации проектных решений. Проектные критерии оптимальности. Метод поиска экстремума целевой функции.

I.2. Содержание лекции

I.2.1. Основные этапы проектирования станков

1. На проектирование станка составляется техническое задание, которое содержит сведения о назначении станка и об основных требованиях к точности обрабатываемых поверхностей по размерам, форме и взаимному расположению (рис. I.1).

В техническом задании обосновывается необходимость проектирования нового станка на основании патентного поиска и расчета ориентировочной экономической эффективности.

Техническое задание содержит регламентирующие технико-экономические показатели, требования и нормы, определяющие параметры качества и эксплуатационные характеристики станка. В задании приводятся требуемые основные технические параметры станка; конструктивные требования к станку и его составным частям; требования к средствам защиты от влияния внешней среды и к долговечности, безотказности, ремонтпригодности; показатели уровня унификации и стандартизации конструкции и др.

2. Первым этапом проектирования станков является техническое предложение. В техническом предложении обосновываются и уточняются технические характеристики и технико-экономические показатели на основе исходных данных предпроектной проработки.

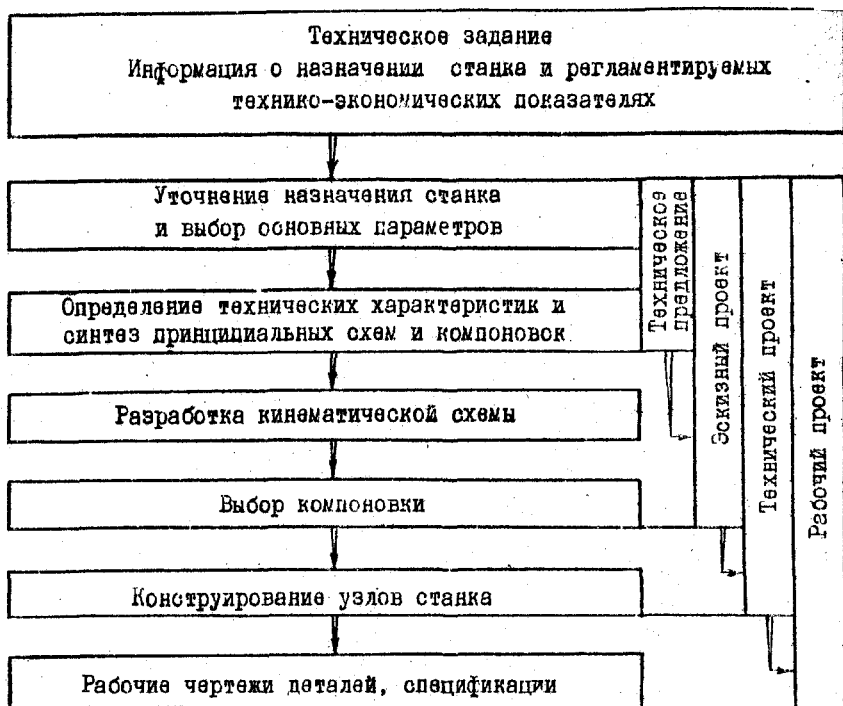


Рис. 1.1. Структурная схема основных этапов проектирования станков

Проводится обоснование геометрических параметров, характеризующих предельные размеры обрабатываемых поверхностей и рабочее пространство станка. Оптимизируются кинематические рабочие параметры станка, а именно, диапазон и предельные значения скоростей главного привода, привода подач и вспомогательных перемещений. Обосновываются силовые рабочие характеристики, в частности устанавливаются рациональные мощности приводных двигателей. Уточняется ожидаемая экономическая эффективность и срок окупаемости затрат на разработку и производство станка. Также разрабатываются варианты принципиальных схем и возможные компоновки станка.

Э. Следующим этапом проектирования является эскизный проект, при этом выбирается окончательный вариант эскизного решения и осуществляется предварительная конструкторская разработка основных узлов.

Принимаемые конструкторские решения обосновываются проектными расчетами и сопровождаются оптимизацией основных параметров на основании анализа технологичности конструкции.

4. Последующим этапом является разработка технического проекта. На этом этапе осуществляется окончательная конструкторская проработка общего вида станка и конструирование всех узлов с разработкой их чертежей и составлением технических условий на изготовление и сборку. При этом проверяются все проверочные и уточненные расчеты и окончательно определяется эффективность проектируемого станка.

5. Завершающим этапом является рабочий проект с окончательным составлением всей рабочей документации. На данном этапе разрабатываются рабочие чертежи на все оригинальные детали и технические условия на их изготовление. При этом составляется спецификация оригинальных деталей и комплектующих покупных изделий. Рабочая документация включает пояснительную записку, чертежи общего вида и узлов станка, чертежи деталей, кинематическую, гидравлическую и другие схемы, спецификации и ведомости; технические условия; расчеты кинематические, прочностные и др.; программу и методику испытаний; расчет экономической эффективности и другие документы.

1.2.2. Основы автоматизации проектирования станков

1. Автоматизированное проектирование является наиболее эффективным из известных направлений работ, обеспечивающих сокращение сроков создания и выпуска станков. При этом снижаются затраты на создание станка, повышается производительность труда проектировщиков и уменьшается объем проектной документации. Объектом автоматизации в проектировании являются работа и действия проектировщика, которые им выполняются в процессе проектирования. Содержание и последовательность действий проектировщика составляют процесс проектирования станков, который имеет ряд операций, рассматриваемых с формальной стороны как операции обработки информации. Поэтому имеется возможность нормализовать значительную часть проектных операций и разработать средства для их автоматизации. Процесс проектирования делится на ряд этапов и подэтапов в зависимости от степени проработки решаемых вопросов. При этом этапы делятся на виды работ по функциональному признаку, в которых в свою очередь выделяются проектные операции.

Рассмотрим основные этапы проектирования с позиций технологии обработки информации.

2. На этапе разработки технического задания основными видами операций обработки информации являются такие действия, как поиск и выбор необходимой научно-технической информации, анализ выбранной информации, формулировка технических требований и их оформление. На данном этапе проектирования автоматизируются операции поиска информации и оформления документов, а также могут быть автоматизированы некоторые вспомогательные действия по анализу выбранной информации, как группирование ее по заданным признакам, выбор наименее и наиболее сопоставимых друг с другом вариантов и т.д.

3. На этапе эскизного проектирования производится поиск и выбор более детальной информации, на основе анализа которой принимаются предварительные проектные решения и оформляются первые проектные документы. Для выработки проектных решений производятся расчеты с различным содержанием, объемом и трудоемкостью. В наибольшей степени автоматизированы работы на этом этапе и их автоматизация дает технико-экономический эффект за счет оптимизации проектных решений. Вместе с тем некоторые работы данного этапа, как определение наиболее эффективного физического принципа действия проектируемого объекта, поиск наилучших технических решений реализации выбранных физических процессов и определение оптимальных значений параметров принятых решений, представляют собой оригинальные проектные процедуры, которые в принципе не могут быть унифицированы. Автоматизация указанных работ достигается за счет применения оптимизационных математических методов.

4. На этапе разработки технического проекта детализируются и уточняются решения, принятые при эскизном проектировании, и создаются новые, более расширенные проектные документы. В связи с этим снова производится поиск, выбор и анализ исходной нормативно-технической и технико-экономической информации и выполняются многочисленные расчеты по более точным методикам, при этом значительная часть работы автоматизируется.

Большинство документов, сформированных на этапах эскизного и технического проектирования, используются только для выполнения рабочего проектирования и не входят в состав рабочей и эксплуатационной документации, поэтому в условиях автоматизированного проектирования целесообразно создание хранилища временной информации по проектируемому объекту.

5. На этапе рабочего проектирования основным видом выполняемых

работ является оформление проектных решений в виде чертежей и спецификаций к ним и эксплуатационной документации. Современные средства вычислительной техники позволяют полностью автоматизировать оформление чертежей и спецификаций и формирование эксплуатационной документации.

1.2.3. Основы оптимизации проектных решений

1. При автоматизированном проектировании составляется описательная модель процесса проектирования, операции которого описываются с помощью определенных математических методов. Создается математическая модель объекта проектирования в виде совокупности математических выражений, находящихся в некотором соотношении. Математическая модель объекта проектирования может представлять собой совокупность составляющих в виде системы уравнений, описывающих процесс функционирования объекта проектирования, ограничения, функции качества, варьируемые параметры и метод варьирования параметров.

2. Уравнения процесса функционирования объекта проектирования могут представляться в виде

$$Y = Y(N, X),$$

где $Y = (y_1, y_2, \dots, y_n)$ - вектор выходных параметров объекта;

$X = (x_1, x_2, \dots, x_k)$ - вектор конструктивных внутренних параметров;

$N = (h_1, h_2, \dots, h_m)$ - вектор внешних и внутренних воздействий.

Ограничения, накладываемые на конструктивные параметры, могут представляться в виде уравнений и неравенств:

$$R(X, F, Y) \geq 0.$$

Функция качества - это целевая функция или вектор показателей качества

$$= F(X) = (F_1(X), F_2(X), \dots, F_l(X)).$$

Варьируемыми параметрами являются конструктивные параметры $X = (x_1, x_2, \dots, x_k)$, к которым относятся как структурные параметры конструкции, так и параметры конструктивных элементов.

Отношениями между составляющими математической модели могут являться их взаимодействия в процессе получения требуемых значений проектных параметров. Взаимодействия составляющих математической модели можно представить структурной схемой системы с отрицательной обратной связью (рис. 1.2). На вход модели поступает заданный уро-

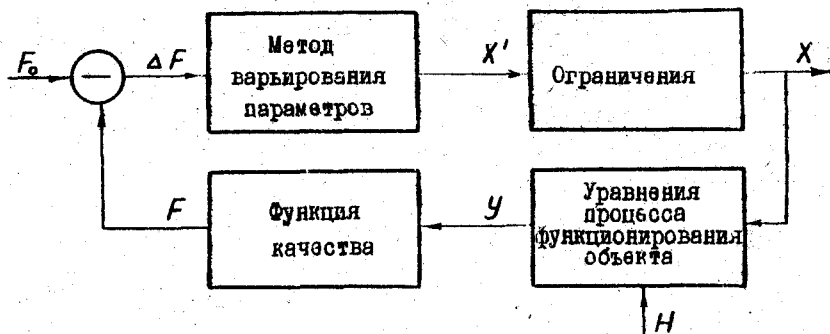


Рис.1.2. Структурная схема математической модели объекта проектирования

вель функции качества F_0 , с которыми сравнивается текущее значение F . Получаемое рассогласование ΔF используется в методе варьирования параметров для вычисления новых значений $X' = (x'_1, x'_2, \dots, x'_n)$, которые корректируются в соответствии с ограничениями и получается вектор $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$.

При полученных значениях составляющих вектора X в обратной связи математической модели решаются уравнения процесса функционирования объекта и вычисляется новое текущее значение функции качества F .

3. В процессе оптимизации проектных решений постановка задачи сводится к нахождению таких значений конструктивных внутренних параметров вектора $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, при которых целевая функция $F = F(X)$ достигает своего экстремума. Решения задач оптимизации при техническом проектировании могут быть выполнены в постановке параметрической оптимизации и структурного синтеза проектируемого объекта. Параметрическая оптимизация заключается в поиске оптимального решения для определенной структуры с несколькими допустимыми решениями за счет различных значений ее параметров. Структурный синтез заключается в создании структуры проектируемого объекта и расчете его параметров. В дальнейшем рассмотрим основы параметрической оптимизации, считая структуру системы заданной. Оценки различных структур систем могут проводиться с использованием параметрической оптимизации и на основании сравнения между собой оптимальных вариантов систем.

4. При оптимизации проектных решений производится выбор наилучшего варианта среди некоторого множества на основании соответствующих условий предпочтения одного варианта другому, которые наз-

ваются критериями оптимальности. В основе определения условий предпочтения при решении задач оптимизации лежит целевая функция, количественно выражающая качество проектируемого объекта и называемая поэтому также функцией качества. Для оценки качества в рамках принятой математической модели может использоваться вектор выходных характеристик $Y = (y_1, y_2, \dots, y_n)$, который однозначно определяется значениями независимых параметров X_R . Отдельные выходные характеристики Y_R , являющиеся частными критериями, представляют собой технико-экономические показатели изделия, такие как производительность, точность, материалоемкость и т.д. Предельно допустимые значения выходных характеристик обозначим через Y_R^n и тогда условие работоспособности будет иметь выражение

$$y_k - y_k^n \leq 0,$$

при этом, когда по смыслу задачи требуется обратное неравенство, берутся обратные значения y_k и y_k^n . Степень выполнения требований задания может оцениваться критерием ΔY_R по выражению

$$\Delta y_k = \frac{y_k - y_k^n}{y_k^n}.$$

Основной проблемой постановки экстремальных задач является формулировка целевой функции. Это связано с тем, что среди выходных параметров всегда имеются так называемые конфликтные параметры, когда улучшение одних параметров приводит к ухудшению других. При оптимизации невозможно улучшение всех выходных параметров одновременно, поэтому необходим переход от вектора выходных характеристик $Y(X)$ к к одной целевой функции в виде скалярной функции качества $F(X)$.

Для формирования целевой функции при решении задач многокритериальной оптимизации, когда качество изделия требуется оценивать и улучшать по нескольким характеристикам одновременно, применяются различные виды критериев.

1.2.4. Проектные критерии оптимальности

1. Самый простой подход к выбору целевой функции — по частным критериям. Если среди выходных параметров, т.е. набора частных критериев, можно выделить главный параметр $\Delta Y_R(X)$, наиболее полно характеризующий свойства объекта, то он принимается в качестве целевой функции

$$F(X) = \max_{X \in D} \Delta Y_R(X),$$

где D — область допустимых значений входных параметров.

2. В случае, если невозможно отдать предпочтение какому-то од-

ному выходному параметру, необходимо использовать комплексные критерии. При этом целевая функция определенным образом объединяет все или большинство выходных параметров, а применяемые критерии называются обобщенными или глобальными.

В зависимости от принципов объединения выходных параметров в скалярной функции качества различают аддитивные, минимаксные и другие виды критериев.

3. В аддитивных критериях целевая функция образуется сложением преобразованных выходных параметров к безразмерному виду с помощью нормирующих множителей (весовых коэффициентов) и имеет вид

$$F(x) = \sum_{k=1}^n C_k \Delta Y_k(x),$$

где C_k — весовые коэффициенты, определяющие степень влияния каждого частного критерия на целевую функцию.

4. При применении минимаксных критериев в качестве целевой функции принимается наибольший (т.е. наилучший) критерий из выходных частных критериев

$$F(x) = \max_{k \in \{1:n\}} \Delta Y_k(x)$$

и затем производится минимизация по выражению

$$\min_{x \in D} F(x) = \min_{x \in D} \max_{k \in \{1:n\}} \Delta Y_k(x).$$

Выполнив минимизацию критерия, выбранного в ряду всех критериев, вновь определяется наибольший и процесс повторяется сначала. Указанная процедура повторяется до тех пор пока не закончится улучшение каждого из n критериев.

1.2.5. Методы поиска экстремума целевой функции

1. Для нахождения экстремальных значений целевых функций применяется поисковая оптимизация. Поиск экстремального значения целевой функции осуществляется последовательными шагами, ведущими от исходной точки x через некоторые промежуточные точки X_k в заданную окрестность точки экстремума X . При этом в каждой точке вычисляют значение целевой функции и проверяют условия прекращения поиска. Имеются различные методы поиска экстремума целевой функции, которые отличаются способом выбора направления поиска в пространстве независимых параметров.

2. Метод полного перебора заключается в том, что вся область D разбивается на элементарные подобласти. В каждой из них вычисляют целевую функцию и сравнивая полученные значения между собой,

находят минимум целевой функции. Применяться данный метод может при небольшом количестве входных параметров и незначительных диапазонах их изменений.

3. Метод координатного спуска заключается в том, что производится последовательная оптимизация по каждому независимому параметру. Выбирается направление поиска на очередном шаге, совпадающее с направлением одной из координатных осей, и продолжается, пока целевая функция уменьшается. После этого поиск начинается в направлении новой оси и т.д. После окончания полного цикла спусков по направлениям всех независимых параметров, если экстремум не найден, производится новый цикл.

4. Метод градиента заключается в том, что направление поиска выбирается на основании информации о градиенте целевой функции. Наилучшим направлением поиска является градиентное направление при максимизации и антиградиентное — при минимизации, так как направление градиента определяет направление наиболее быстрого возрастания целевой функции. При методе градиента в каждой точке X_k траектории поиска определяется градиент целевой функции и выбирается новое направление поиска.

5. Метод наискорейшего спуска является разновидностью градиентного метода и отличается методикой определения направления поиска. При методе наискорейшего спуска движение в антиградиентном направлении осуществляется до тех пор, пока происходит уменьшение целевой функции, т.е. наискорейший спуск требует продолжения движения в прежнем направлении без расчета градиента. Метод наискорейшего спуска требует большего числа шагов, но при этом реже вычисляется градиент целевой функции.

6. Метод случайного поиска отличается тем, что направление поиска на каждом шаге производится случайным образом. При этом проверяется его перспективность и при благоприятном результате проверки осуществляется шаг в этом направлении, а при отрицательном — выбирается случайным образом новое направление и далее процесс продолжается. Проверка перспективности направления выполняется путем расчета и сопоставления значений целевой функции $F(X)$ в двух точках, находящихся на выбранном направлении.

Т е м а 2. ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СТАНКА

Л е к ц и я 2. ПОНЯТИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ОБОСНОВАНИЕ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ, СКОРОСТЕЙ ПОДАЧ И МОЩНОСТЕЙ ПРИВодОВ СТАНКА / I, 4, 5, 6, II / (14, 15, 17, 21, 23, 26).

2.1. Программа лекции

2.1.1. Понятие геометрических и рабочих характеристик станка. Расчетные диаметры заготовок или инструментов и предельные режимы обработки на станке. Определение диапазонов регулирования и значений частот вращения шпинделя и скоростей подачи рабочего органа. Принципы стандартизации знаменателя ряда частот вращения.

2.1.2. Расчет мощности привода и выбор электродвигателя. Мощность главного привода и ее составляющие. Эффективная мощность резания для осуществления полезной работы в процессе резания. Мощность холостого хода, учитывающая постоянные потери, и мощность на дополнительные потери при передаче полезной нагрузки. Эффективная мощность подачи и мощность привода подачи.

2.2. Содержание лекции

2.2.1. Классификация основных параметров станка

1. Основными техническими характеристиками станка, определяющими в процессе эксплуатации степень его экономической эффективности и технологические возможности, являются геометрические и рабочие параметры станка.

2. Геометрические параметры характеризуют рабочее пространство станка, внутри которого режущий инструмент и обрабатываемая деталь могут взаимодействовать в любой точке, и определяют предельные размеры обрабатываемых поверхностей деталей на данном станке.

Станки для обработки тел вращения имеют цилиндрическое рабочее пространство, определяемое предельными радиусом (высотой центров) и длиной (ходом суппорта)-обрабатываемой поверхности.

Станки для обработки призматических деталей имеют рабочее пространство в виде параллелепипеда или цилиндра, определяемое размерами рабочей поверхности и величинами координатных перемещений стола.

Следовательно, геометрическими параметрами являются: для токарных станков наибольший диаметр D обрабатываемой детали над станиной и наибольшая длина L обрабатываемой поверхности; для свер-

лильных - наибольший условный диаметр сверления d , наибольшее перемещение шпинделя h и диаметр D или ширина B поверхности стола и для фрезерных - размеры рабочей поверхности $B \times L$ и ход H стола.

3. Рабочие параметры характеризуют допустимые режимы обработки на станках при выполнении процесса резания и могут представлять собой кинематические и силовые показатели.

В качестве рабочих кинематических показателей станка применяются предельные значения скоростей движения рабочих органов и в частности, диапазон частот вращения шпинделя $n_{min} \dots n_{max}$ в главном приводе и диапазон скоростей подачи рабочего органа $S_{min} \dots S_{max}$ в приводе подачи.

Рабочими силовыми показателями станка являются при автономных приводах мощность P_n главного привода и мощность P_s привода подачи и при объединенном приводе общая мощность привода P .

2.2.2. Расчетные диаметры обрабатываемых деталей и режущих инструментов

1. Предельные значения расчетных диаметров обрабатываемых деталей или режущих инструментов определяют устанавливаемые диапазоны частот вращения шпинделя и диапазоны скоростей подачи рабочего органа, а также проектные мощности приводов станка.

2. Для станков токарной, сверлильной и фрезерной группы рекомендуется следующее соотношение между наибольшим и наименьшим расчетными диаметрами соответственно заготовки или инструмента:

$$D_{max} = (4 \dots 8) D_{min}.$$

3. Наибольший расчетный диаметр обрабатываемой детали или режущего инструмента принимается:

для токарных станков $D_{max} = (0,75 \dots 1,0) D$;

для сверлильных станков $D_{max} = (0,75 \dots 1,0) d$;

для фрезерных станков $D_{max} = (8 \dots 12) \sqrt{B}$.

2.2.3. Обоснование предельных режимов обработки на станке

1. Основные технические характеристики станка должны обеспечивать возможность его работы в разных условиях при обработке различных материалов разнообразным режущим инструментом. Изменение скоростей резания и подачи должно иметь широкий диапазон с целью получения оптимальных режимов резания при выполнении разнообразных операций. Кроме того, нужно иметь достаточные резервы повышения ре-

жиров обработки с учетом тенденции дальнейшего совершенствования и развития процессов резания и технического прогресса в области режущих инструментов.

2. Предельные режимы резания рассчитываются после обоснования физико-механических свойств материалов заготовки, размеров обрабатываемых деталей, характеристики режущих инструментов и характерных операций. Поддачи, скорости, силы и эффективные мощности резания рассчитываются по эмпирическим формулам теории резания или выбираются по нормативным таблицам обработки резанием. Установив оптимальную глубину резания, определяются оптимальные предельные значения подачи S_{min} и S_{max} и, задавшись соответствующим периодом стойкости инструмента, предельные оптимальные значения скоростей резания V_{min} и V_{max} . После этого определяются максимальные составляющие сил резания и максимальная эффективная мощность резания P_V .

2.2.4. Предельные значения и диапазон регулирования частот вращения шпинделя

1. Для главных приводов станков с вращательным движением предельные частоты вращения шпинделя определяются по предельным для всех операций скоростям резания V_{min} и V_{max} и предельным размерам обработки D_{min} и D_{max} , т.е.

$$n_{min} = \frac{1000 V_{min}}{\pi D_{max}} \quad \text{и} \quad n_{max} = \frac{1000 V_{max}}{\pi D_{min}}.$$

2. Диапазон регулирования частот вращения главного привода определяется как отношение предельных значений частот вращения шпинделя

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

Диапазон регулирования частот вращения можно выразить также через диапазон R_V необходимых для обработки скоростей резания, и диапазон R_D размеров деталей (при точении) или размеров инструментов (при фрезеровании)

$$R_n = R_V \cdot R_D.$$

Выбор диапазона регулирования необходимо проводить на основе производственных статистических данных, так как увеличение его значения усложняет и удорожает привод, а занижение приводит к уменьшению производительности из-за невозможности применения экономически выгодных режимов обработки.

2.2.5. Расчет промежуточных значений частот вращения шпинделя при ступенчатом регулировании

1. В настоящее время в станках общего назначения широко применяются приводы с асинхронным нерегулируемым электродвигателем со ступенчатым механическим регулированием частот. При этом промежуточные значения частот вращения выбираются по закону геометрической прогрессии, т.е.

$n_1 = n_{min}, n_2 = n_1 \varphi, n_3 = n_2 \varphi = n_1 \varphi^2, \dots, n_z = n_1 \varphi^{z-1} = n_{max}$.
Следовательно, любое промежуточное значение частот вращения равно

$$n_i = n_{i-1} \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^{i-1}.$$

2. Для геометрического ряда частот вращения число ступеней скорости и знаменатель ряда могут быть определены из выражения

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{n_1 \cdot \varphi^{z-1}}{n_1} = \varphi^{z-1}.$$

Отсюда

$$z = 1 + \frac{\lg R_n}{\lg \varphi} = \frac{\lg (R_n - \varphi)}{\lg \varphi} \quad \text{и} \quad \varphi = \sqrt[z-1]{R_n}.$$

3. В станкостроении значения промежуточных частот вращения n_i и знаменатели φ геометрического ряда стандартизованы, поэтому полученные расчетные данные округляются до стандартных значений.

2.2.6. Диапазон регулирования и промежуточные значения скоростей подач при ступенчатом регулировании

1. В приводах подач металлорежущих станков диапазон регулирования определяется как отношение предельных значений скоростей подач или относительных подач рабочего органа S_{min} и S_{max} в зависимости от особенностей привода

$$R_s = \frac{S_{max}}{S_{min}}.$$

2. При ступенчатом регулировании подач, которое применяется еще в некоторых станках, промежуточные значения подач выбираются чаще по закону геометрической прогрессии, т.е.

$S_1 = S_{min}, S_2 = S_1 \varphi, S_3 = S_2 \varphi = S_1 \varphi^2, \dots, S_z = S_1 \varphi^{z-1} = S_{max}$.
Следовательно, любое промежуточное значение подачи равно

$$S_i = S_{i-1} \cdot \varphi = S_1 \cdot \varphi^{i-1}.$$

3. Число ступеней подач и знаменатель геометрического ряда значений подач могут быть определены из выражения

$$R_s = \frac{S_{max}}{S_{min}} = \frac{S_1 \cdot \varphi^{z-1}}{S_1} = \varphi^{z-1}.$$

Откуда

$$\alpha = 1 + \frac{\lg R_s}{\lg \varphi} = \frac{\lg (R_s \cdot \varphi)}{\lg \varphi} \quad \text{и} \quad \varphi = \sqrt[\alpha-1]{R_s}.$$

2.2.7. Принцип стандартизации знаменателей геометрического ряда частот вращения

Стандартные значения знаменателей геометрического ряда определяются на основании следующих основных принципов.

1. Принцип получения различных рядов из основного ряда со знаменателем φ_{min} . Этот принцип означает, что все остальные ряды с другими знаменателями получаются из основного ряда путем исключения отдельных членов основного ряда.

2. Принцип удесятерения, означающий, что ряд должен иметь десятикратное изменение значений членов ряда через a членов, т.е. $n_1, n_2, \dots, 10 n_1, 10 n_2, \dots, 100 n_1, 100 n_2, \dots$.

Следовательно, имеем

$$n_{a+1} = n_1 \varphi^a = 10 n_1,$$

откуда следует, что знаменатель ряда должен удовлетворять условию

$$\varphi = \sqrt[a]{10}.$$

3. Принцип удвоения, означающий, что ряд должен иметь двукратное изменение значений членов ряда через b членов, т.е. $n_1, n_2, \dots, 2 n_1, 2 n_2, \dots, 4 n_1, 4 n_2, \dots$.

Следовательно, имеем

$$n_{b+1} = n_1 \varphi^b = 2 n_1,$$

откуда следует, что знаменатель должен удовлетворять условию

$$\varphi = \sqrt[b]{2}.$$

4. В связи с тем, что необходимо одновременное соблюдение двух последних принципов, т.е.

$$\varphi = \sqrt[a]{10} = \sqrt[b]{2},$$

то между a и b должно быть соотношение

$$b = a \lg 2 = 0,3 a.$$

Для стандартного значения исходного ряда принято $a = 40$ и $b = 12$, при которых

$$\varphi_{min} = \sqrt[40]{10} = \sqrt[12]{2} = 1,06.$$

Знаменатели остальных рядов получаются на основании указанных принципов и имеют значения 1,12; 1,26; 1,41; 1,58; 1,78; 2,0.

2.2.8. Расчет мощности привода станков

1. При выборе мощности привода необходимо учитывать, что завышение мощности двигателя оказывается на повышении стоимости привода, его эксплуатационных расходов и на коэффициенте полезного действия. Вместе с тем недостаточная мощность двигателя является одним из факторов преждевременного выхода его из строя и ограничения производительности станка.

2. Мощность привода главного движения станка должна обеспечить выполнение полезной работы и преодоление вредных сопротивлений. В связи с этим мощность привода должна включать необходимую полезную мощность, расходуемую на процесс обработки, и мощность потерь, затрачиваемую на вредные сопротивления

$$P_n = P_{эв} + P_{вс}.$$

где P_n - мощность главного привода,

$P_{эв}$ - эффективная мощность резания,

$P_{вс}$ - мощность потерь на преодоление вредных сопротивлений.

Эффективная мощность резания определяется по формуле

$$P_{эв} = \frac{F_x \cdot V}{6 \cdot 10^4}.$$

где F_x - тангенциальная составляющая силы резания, Н;

V - скорость резания, м/мин.

Мощность потерь на преодоление вредных сопротивлений состоит из мощности холостого хода P_x и мощности дополнительных потерь P_d , возникающих при передаче полезной нагрузки

$$P_{вс} = P_x + P_d.$$

Мощность холостого хода определяет потери в приводе без действия полезных нагрузок и постоянна для заданной частоты вращения шпинделя, следовательно, она не зависит от нагрузки и является функцией частоты вращения

$$P_x = P_x(n).$$

Мощность холостого хода существенно увеличивается с увеличением скорости и для скоростных станков

$$P_x = \frac{d}{10^6} (\sum n + K_1 \frac{d_0}{d} n_0) K_2,$$

где d - средний диаметр шеек под подшипники промежуточных валов коробки скоростей, мм;

d_0 - диаметр шеек шпинделя, мм;

$\sum n$ - сумма частот вращения промежуточных валов, мин⁻¹;

n_0 - частота вращения шпинделя, мин⁻¹;

$K_1 = 1,5 \dots 2,0$ - коэффициент повышения потерь при предварительном натяге в шпиндельном узле;

$K_2 = 3 \dots 5$ - коэффициент, учитывающий совершенство системы смазывания.

Мощность дополнительных потерь при передаче полезной нагрузки расходуется на преодоление работы сил трения, возникающих под действием полезной нагрузки, и чем она больше, тем больше потери от трения в опорах валов, зубчатых передачах и т.д. Следовательно, мощность дополнительных потерь является функцией полезной нагрузки F

$$P_d = P_d(F)$$

и составляет 10...15 % всей потребляемой мощности

$$P_d = (0,10 \dots 0,15) P_n.$$

Мощность двигателя главного привода станка может рассчитываться по формуле

$$P_n = \frac{P_{эВ}}{\eta_n},$$

где η_n - КПД главного привода.

При проектном расчете КПД главного привода принимается $\eta_n = 0,70 \dots 0,85$, который после выполнения кинематического расчета определяется через КПД отдельных элементов η_i по формуле

$$\eta_n = \prod \eta_i$$

Выбор электродвигателя осуществляется предварительно на основании расчетной мощности привода, а затем уточняется с учетом анализа статистических данных по использованию аналогичных станков.

3. Мощность привода подач станка обычно невелика и составляет в общем случае для токарных станков 3...4%, сверлильных - 4...5% и фрезерных - 15...20%.

Эффективная мощность подачи может определяться

$$P_{эС} = \frac{F_a \cdot S}{6 \cdot 10^7},$$

где F_a - тяговая сила подачи, Н;

S - скорость подачи, мм/мин.

Мощность двигателя привода подач определяется по формуле

$$P_s = \frac{P_{эС}}{\eta_s},$$

где η_s - КПД привода подач.

При проектном расчете КПД привода подач принимается ориентировочно $\eta_s = 0,15 \dots 0,20$, а после кинематического расчета уточня-

ется через КПД отдельных элементов η_i по выражению

$$\eta_s = \prod \eta_i.$$

Т е м а 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГЛАВНОГО ПРИВОДА СТАНКА

Л е к ц и я 3. ПРИВОДЫ СО СТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ И ГРАФОНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА /1,2,4,5,6,7,11/ (17,18,21,26)

3.1. Программа лекции

3.1.1. Назначение, структура и типовые схемы главных приводов металлорежущих станков. Особенности приводов с механическим ступенчатым регулированием скорости коробкой скоростей или сменными колесами с односкоростным электродвигателем. Схемы приводов с электромеханическим регулированием двигателем постоянного тока и механической шестеренной коробкой скоростей.

3.1.2. Проектирование множительных структур приводов. Конструктивные и кинематические варианты коробок скоростей. Графоналитический метод расчета ступенчатого привода. Структурные сетки как условное графическое изображение множительных структур и оптимизация структурных вариантов. Оптимизация графика частот вращения и определение передаточных отношений.

3.2. Содержание лекции

3.2.1. Назначение и структура главного привода станков

1. Главный привод металлорежущих станков предназначен для сообщения главного движения резания конечному звену, которым является шпиндель (если главное движение вращательное) или ползуна (при поступательном движении).

2. В общем случае главный привод станка представляет собой совокупность двигателя и передач, обеспечивающих движение исполнительного органа станка. При этом в привод могут входить (рис. 3.1) асинхронные двигатели или двигатели постоянного тока, редуктор, коробка скоростей, шпиндельная группа и система управления. В станках с программным управлением имеются датчики скорости исполнительного органа или тахогенератор и обратная связь.

3. По характеру переключения частот вращения главные приводы станков могут быть с дискретным и непрерывным переключением и называются соответственно ступенчатыми и бесступенчатыми приводами.

Приводы главного движения станков с ЧПУ имеют автоматическое

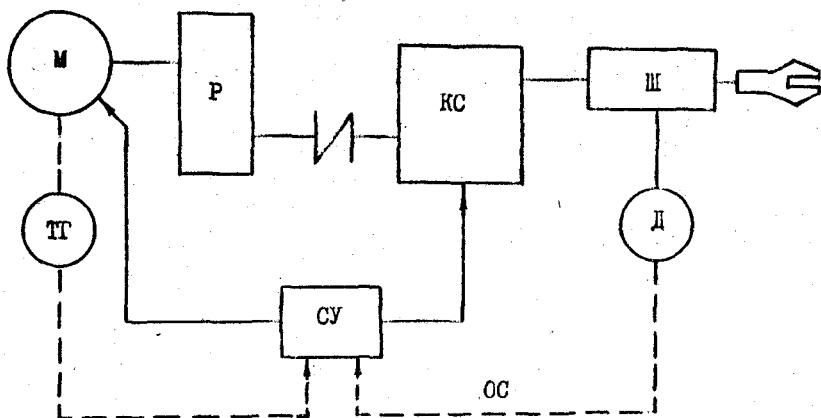


Рис. 3.1. Обобщенная структурная схема главного привода станка изменение в цикле скоростей шпинделя. Это обеспечивается применением автоматических коробок скоростей с электромагнитными муфтами или электродвигателей постоянного тока с тиристорным регулированием в сочетании с механической коробкой скоростей с небольшим числом ступеней чаще с гидравлическим управлением.

Привод главного движения агрегатных станков выполняется обычно в виде шпиндельной бабки с изменением частот вращения шпинделя с помощью сменных колес.

3.2.2. Типовые структурные схемы главных приводов

1. Приводы главного движения станков с ЧПУ могут иметь различные структурные и компоновочные схемы с нерегулируемыми и регулируемым приводами двигателями.

Приводы с нерегулируемым приводным одно- или двухскоростным асинхронным электродвигателем имеют ступенчатое изменение частоты вращения шпинделя с помощью многоступенчатой автоматической коробки скоростей со сложной кинематикой. Асинхронный двигатель надежен и прост в эксплуатации, допускает высокие перегрузки и не требует преобразователей и специальных усилителей. Однако в приводах главного движения с асинхронным двигателем и ступенчатым регулированием частот вращения усложняется процесс автоматизации его управления от числовой управляющей программы.

2. Приводы с регулируемым приводным электродвигателем постоянного тока с тиристорным бесступенчатым регулированием и имеющие неболь-

шие коробки скоростей могут обеспечивать широкий диапазон бесступенчатого регулирования частот вращения.

В последнее время на станках с ЧПУ устанавливаются асинхронные электродвигатели с высокочастотным регулированием, которые используются для получения высоких частот вращения шпинделя и применяются при небольших мощностях привода.

3. По компоновке шпиндельной группы приводы главного движения могут быть со встроенным шпиндельным узлом в коробку скоростей в виде шпиндельной бабки и с автономным вынесенным шпиндельным узлом в виде шпиндельной группы.

4. Главные приводы станков могут иметь различные структурно-компоновочные схемы (табл. 3.1). Схема I представляет структуру привода со шпиндельной группой напрямую соединенной с электроприводом или встроенной в электродвигатель в виде электрошпинделя. Реализована схема I в специальных высокоскоростных станках и может найти применение в токарных, револьверных, фрезерных и многооперационных станках с ЧПУ небольших размеров.


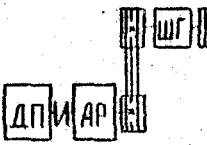

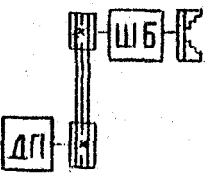

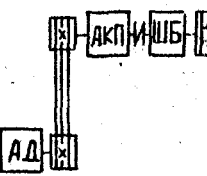
Схемы 2, 3, 4 представляют структуру привода главного движения с бесступенчатым регулированием частот вращения с электродвигателем постоянного тока чаще двухзонного регулирования. При этом шпиндельная группа может быть выполнена в виде отдельного шпиндельного узла с дополнительным регулированием скоростей автоматическим редуктором (2) или со шпиндельной группой, встроенной в коробку скоростей в виде шпиндельной бабки. Схема 2 применяется в токарных станках небольших и средних размеров в связи с наложением ремнной передачи ограничений по эффективному крутящему моменту. Схемы 3, 4 применяются для средних и крупных токарных и любых сверлильно-расточных станков.

Схемы 5, 6 представляют структуру приводов с многоступенчатым регулированием частот вращения с использованием одно- и двухскоростного асинхронного нерегулируемого электродвигателя и шпиндельной группы, встроенной в коробку скоростей, и могут быть с дополнительной автоматической коробкой скоростей (6). Эти схемы пока применяются для токарных и фрезерных станков с ЧПУ, но они по ряду характеристик уступают схемам с регулируемым электроприводом.

5. Приводы главного движения агрегатных станков имеют обычно цилиндрические зубчатые передачи или передачи с зубчатым ремнем, при этом изменение частот вращения шпинделя осуществляется соответственно с помощью сменных зубчатых колес или сменных шкивов.

Т а б л и ц а 3.1

Типовые схемы приводов главного движения станков с ЧПУ

№ п/п	Схемы	Элементы схемы				Типы станков с ЧПУ		
		электродри- вод	узел с переключаемыми передачам	соединение Электродвигатель	шпин- дель. бабка		конечн. звено (зажим. устройст.)	
1		РЭ-регулируем. двигат. постоянн. и перемен. тока	-	Напрямую	Патрон, инструментальный шпиндель	Токарные, фрезерные		
2		ДП-регулируемый двигатель постоянн.	АР-редуктор с автоматическим переключен. скоростей	Муфта	Ременная передача	Патрон	Токарные	
3		ного тока	ШБ-шпиндельная бабка с встроенной коробкой скоростей	Муфта	Шпиндель с устройством для зажима инструмента	Расточные, фрезерные, сверльно-фрезерно-расточные		
4				Муфта	Ременная передача	Патрон, планшайба, инструментальный шпиндель	Токарные, фрезерные, сверльно-расточные	
5		АД-регулируемый асинхронный двигатель		Муфта		Инструментальный шпиндель	Фрезерные	
6			АКП-автоматическая коробка передач на муфтах и ШБ	Муфта	Ременная передача	Муфта	Патрон или планшайба	Токарные

Привод главного движения с зубчатыми передачами (рис. 3.2 а, б, в) имеет электродвигатель, установленный на корпусе редуктора, вращения от которого передается на шпиндель при помощи зубчатых колес. Сборка привода может осуществляться по двум схемам, а именно, для нижнего и для верхнего диапазонов частот вращения шпинделя, заменяя зубчатые колеса на предпоследнем валу паразитной шестерней. Изменение частот вращения производится путем замены сменных зубчатых колес А и Б.

Привод главного движения с передачей зубчатым ремнем имеет электродвигатель, установленный на подмоторной плите, который обеспечивает регулирование натяжения ремня путем смещения ее относительно корпуса привода с помощью регулировочного винта. Вращение от электродвигателя передается на шпиндель бабки двумя сменными шкивами и зубчатым ремнем.

Для повышения точности шпинделя приводной шкив или зубчатое колесо может устанавливаться не на консольный конец шпинделя, а на двухпорный полый вал на подшипниках качения (рис. 3.2 в, д). В результате этого шпиндель разгружается от нагрузок приводных передач.

3.2.3. Проектирование множительных структур приводов

1. Коробка скоростей представляет собой множительный механизм, так как общее число ступеней равно произведению чисел ступеней элементарных двухваловых передач. Множительные механизмы обычно состоят из последовательно расположенных элементарных двухваловых передач, переключение которых может обеспечиваться передвижными блоками или фрикционными электромагнитными муфтами.

Совокупность передач, связывающих вращение двух соседних валов, называется групповой передачей. Она характеризуется диапазоном регулирования R_k , количеством передач в группе X_i и величиной передаточных отношений i_j . Диапазон регулирования групповой передачи определяется отношением максимальной к минимальной частоте вращения ее ведомого вала, получаемой при переключении передач данной группы.

2. Коробка скоростей проектируется на основании структурной формулы, которая определяет ее конструктивный и кинематический вариант. Она дает информацию о количестве передач в каждой группе, конструктивном порядке их расположения и кинематической последовательности переключения.

Конструктивный вариант множительного механизма определяет порядок чередования групп с различным количеством передач вдоль его

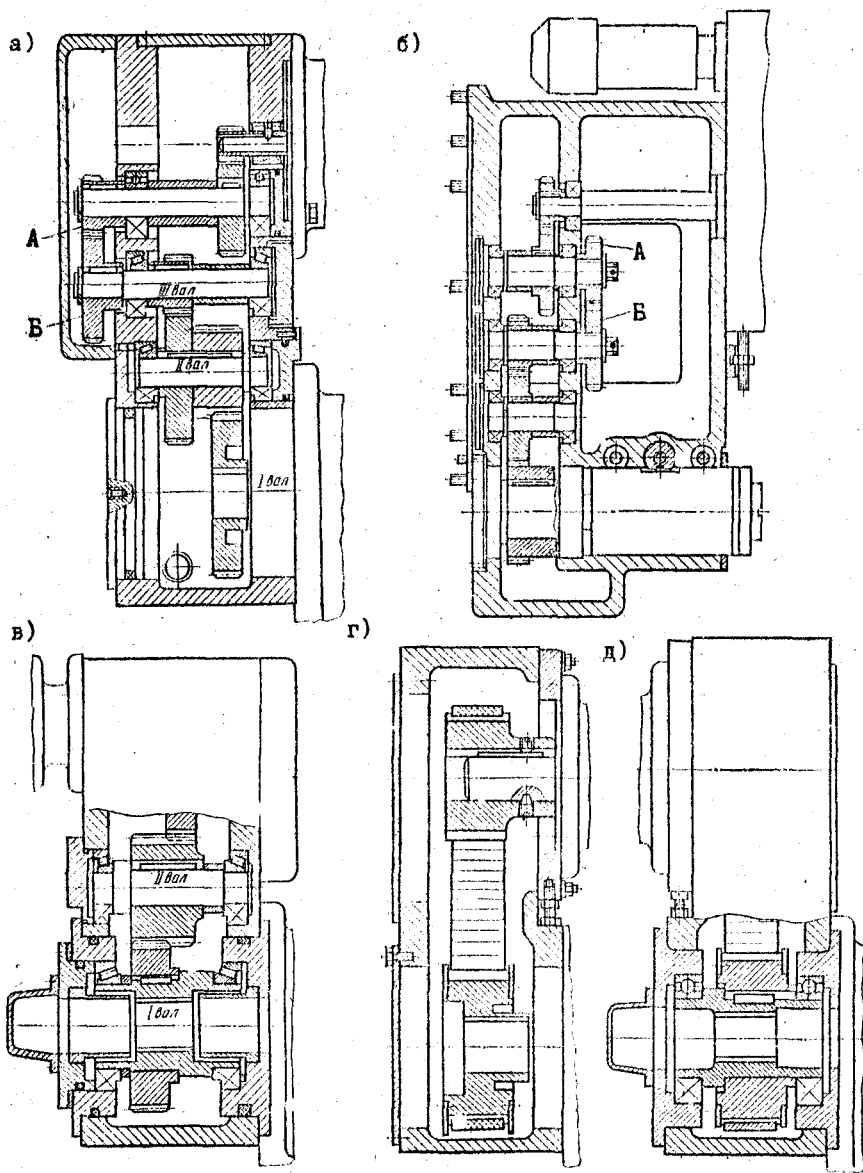


Рис. 3.2. Приводы главного движения агрегатных станков с зубчатыми колесами (а, б, в) и с зубчатым ремнем (г, д)

кинематической цепи, т.е. последовательность их расположения.

Кинематический вариант определяет последовательность переключения групповых передач, т.е. порядок чередования групп с различным диапазоном регулирования вдоль его кинематической цепи.

Структурная формула в общем случае записывается в виде

$$\mathcal{L} = \mathcal{L}_1 x_0 \cdot \mathcal{L}_2 x_1 \cdot \mathcal{L}_3 x_2 \cdot \dots,$$

где \mathcal{L} — общее число ступеней множительного механизма;

$\mathcal{L}_1, \mathcal{L}_2, \mathcal{L}_3$ — число передач в группе;

x_0, x_1, x_2 — характеристики групп.

3. Кинематическим показателем последовательного переключения групп является их характеристика \mathcal{X} . Диапазон регулирования при одном последовательном переключении одной групповой передачи определяется ее характеристикой и равен $R_{K_i} = \varphi^{K_i}$. Группа передач, переключаемая первой, называется основной и имеет характеристику, равную $\mathcal{X}_0 = 1$. Остальные группы называются переборными и имеют номера в соответствии с последовательностью их переключения. Характеристика любой переборной группы определяется произведением чисел передач основной группы и переборных групп с вышними номерами, т.е. кинематически предшествующих данной и равна $\mathcal{X} = \prod \mathcal{L}_i$.

4. Полный диапазон регулирования групповой передачи зависит от числа передач \mathcal{L}_i и характеристики \mathcal{X}_i , т.е. $R_i = \varphi^{K_i(\mathcal{L}_i - 1)}$ или обозначив $K_i(\mathcal{L}_i - 1)$ через K_i имеем $R_i = \varphi^{K_i}$.

Диапазон регулирования групповых передач имеет максимально допустимые значения, т.е. $R_{max} = \varphi^{K_{max}} \leq 8$, а следовательно имеют максимально допустимые K_{max} при стандартных значениях φ .

5. При проектировании множительных структур приводов станка выполняется кинематический расчет. При этом находится наиболее выгодный конструктивный и кинематический вариант структуры, определяются оптимальные передаточные отношения, подбираются числа зубьев и рассчитываются фактические частоты вращения. Для проведения кинематического расчета может использоваться графоаналитический метод.

3.2.4. Графическое изображение множительных структур

1. Пусть задана групповая передача с числом зубьев $\mathcal{L}_i = 3$, характеристикой $\mathcal{X}_i = 2$ и частотами вращения ее входного вала n и выходного n_1, n_2, n_3 (рис. 3.3). Для данной групповой передачи, следовательно, частоты вращения будут иметь зависимость $n_2 = n, \varphi^2$; $n_3 = n, \varphi^4$, а частоту вращения входного вала примем, например, $n = n, \varphi^3$.

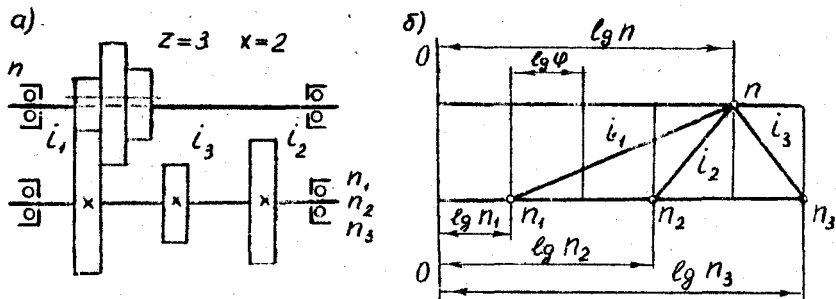


Рис. 3.3. Пример групповой передачи (а) и ее графическое изображение (б)

2. Для условного графического изображения групповой передачи проводятся линии, изображающие валы, и от линии 00 откладываются отрезки $lg n_1$; $lg n_2 = lg n_1 + 2 lg \varphi$; $lg n_3 = lg n_1 + 4 lg \varphi$ и $lg n = lg n_1 + 3 lg \varphi$. Полученные точки, соответствующие частотам вращения ведущего и ведомого вала, соединяются лучами, которые изображают передачи данной группы. Число интервалов $lg \varphi$ между соседними лучами, как следует из графического изображения множительных структур, равно характеристике X данной группы.

Линия 00 и откладывание логарифмов частот вращения было необходимо для уяснения принципа графического изображения множительных структур. Обычно линию 00 не проводят, а наносят равномерную шкалу с делениями, изображающими $lg \varphi$.

3. Передаточные отношения, изображенных передач, равны $i_1 = \frac{n_1}{n} = \varphi^{-3}$; $i_2 = \frac{n_2}{n} = \varphi^{-1}$ и $i_3 = \frac{n_3}{n} = \varphi$, т.е. $i = \varphi^{\pm m}$.

При этом, как следует из графического изображения передач, m — число интервалов $lg \varphi$, перекрываемых лучом, изображающим данную передачу (с плюсом для повышающих и минусом для понижающих передач).

3.2.5. Структурные сетки и оптимизация структурных вариантов

1. Построение структурных сеток дает возможность в наглядной форме выявить все возможные структуры и выбрать наиболее оптимальный из вариантов (рис. 3.4 а...д). Они содержат информацию о количестве групп передач, числе передач в каждой группе, относительном порядке конструктивного расположения и кинематического включения групп в кинематическую цепь, диапазоне регулирования групповых передач и всего привода и числе ступеней частот вращения на любом валу. Анали-

зируя структурные сетки, исключают из дальнейшего рассмотрения варианты, имеющие групповые передачи с диапазоном регулирования R_i выше допустимых R_{max} при $K > K_{max}$.

2. Построение сетки ведется в полулогарифмических координатах: N валов множительной структуры — $\lg n$, при этом число интервалов $\lg \varphi$ по оси $\lg n$ равно $\lambda - 1$, где n — частоты вращения, λ — число ступеней структуры. Любые соседние лучи, изображающие передачи, расходятся на λ интервалов, а крайние — на K .

3. Для получения оптимальных структурных вариантов необходимо чтобы обеспечивалось постепенное увеличение диапазонов регулирования при переходе от группы к группе вдоль кинематической цепи и получались более высокие частоты вращения промежуточных валов (рис. 3.4 а). Большие диапазоны регулирования промежуточных групповых передач приводят к высоким нагрузкам на промежуточных валах за счет значительного понижения их частот вращения (рис. 3.4 б, в), а они, в свою очередь, — к увеличению размеров множительных механизмов, поэтому такие структуры нерациональны.

4. В ряде случаев используются особые множительные структуры. Множительные механизмы с измененными характеристиками могут применяться для сохранения желаемой структуры (рис. 3.4 г), если имеется переборная группа с большой характеристикой X_k и при заданном φ ее диапазон регулирования R_k больше допустимого. Сложные структуры состоят из двух или более кинематических цепей обычных множительных структур (рис. 3.4 д) и обеспечивают высокие скорости привода по коротким цепям и низкие скорости по более длинным цепям. Общая структура, используемая для получения всех скоростей, называется основной, остальные — дополнительными.

3.2.6. Графики частот вращения и их оптимизация

1. График частот вращения строится для определения конкретных оптимальных значений величин передаточных отношений всех передач привода и частот вращения всех его валов (рис. 3.4 е...и). Он содержит дополнительную информацию о числе одиночных передач и их расположении, передаточных отношениях всех передач привода и частотах вращения всех валов при различных включениях передач.

2. Построение графика ведется в полулогарифмических координатах N валов привода — $\lg n$. Число интервалов $\lg \varphi$, изображающих частоту вращения электродвигателя по оси $\lg n$, равно

$$\varphi = \frac{\lg(n_2/n_{min})}{\lg \varphi}$$

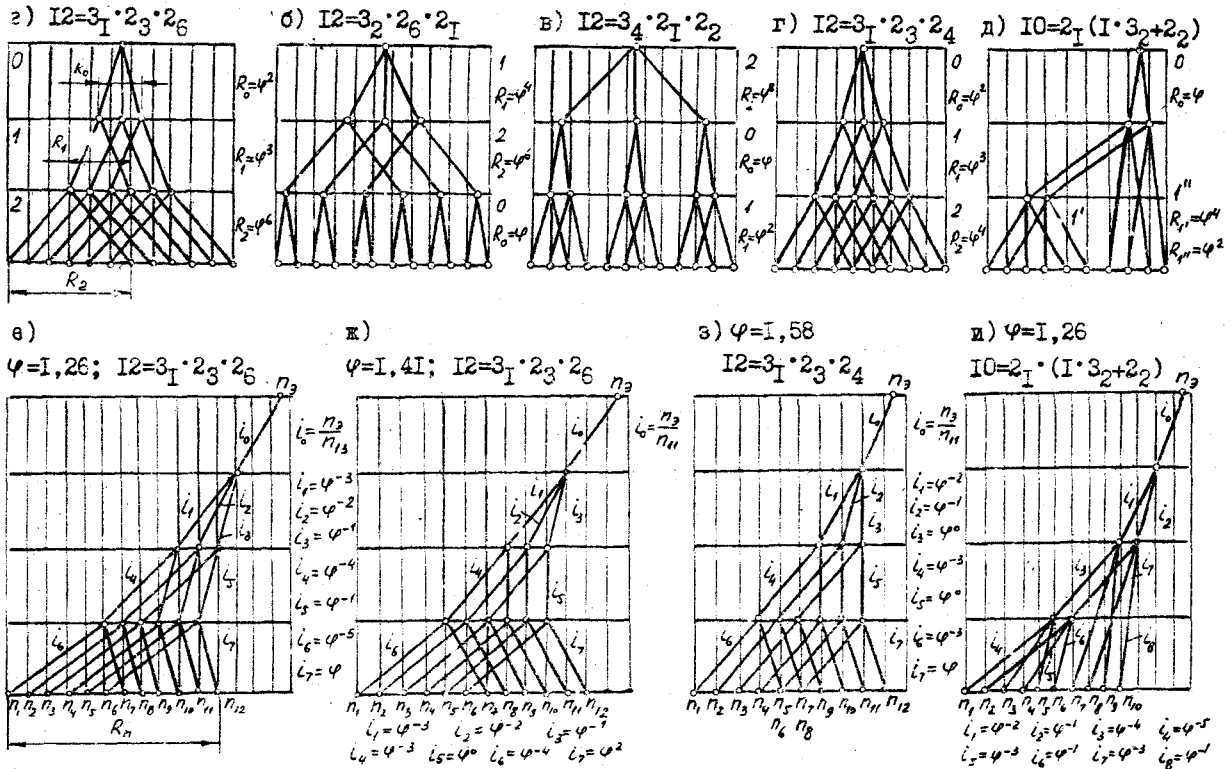


Рис. 3.4. Примеры структурных сеток (а...д) и графиков частот вращения (е...и) облучных (а, в, в, е, ж), с измененными характеристиками (г, з) и сложенных (д, и) множительных структур

3. Передаточные отношения зубчатых пар групповых передач определяются из графика частот вращения в виде $i = \varphi^{\pm m}$ и имеют допустимые пределы, которые для приводов главного движения равны

$$i_{min} = \varphi^{-m} \geq \frac{1}{4}; \quad i_{max} = \varphi^m \leq 2.$$

Следовательно, имеются допустимые значения показателя m_{max} , т.е. лучи, изображающие передачи, должны перекрывать число интервалов не больше допустимых значений соответственно для повышающих и понижающих передач.

4. Оптимальный график частот вращения (рис. 3.4 е...и) выбирается из условия, чтобы значения передаточных отношений не выходили за допустимые пределы и были оптимальными, частоты вращения промежуточных валов были по возможности выше и уменьшалась номенклатура колес. Неприемлемыми вариантами графиков частот вращения являются графики с наличием передаточных отношений выше допустимых пределов, которые чаще могут встречаться в последних переборных группах, с высокой степенью редукции промежуточных групповых передач и низкими частотами вращения промежуточных валов.

Л е к ц и я 4. ГЛАВНЫЕ ПРИВОДЫ СТАНКОВ С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ /1,4,7,8/ (17,18,21,26)

4.1. Программа лекции

4.1.1. Главный привод с тиристорным регулированием. Регулирование частот вращения при постоянном моменте и постоянной мощности. Диапазоны электромеханического регулирования и их определение. Ограничения диапазонов регулирования коробки скоростей.

4.1.2. Ограничения числа ступеней и допустимых значений знаменателя ряда частот вращения коробки скоростей. Условия непрерывного ряда частот вращения, их выпадания и перекрытия. Выбор знаменателя значений частот вращения, включаемых системой ЧПУ. Графики частот вращения приводов с электромеханическим регулированием и оптимизация структуры диапазонов регулирования.

4.2. Содержание лекции

4.2.1. Главный привод с тиристорным регулированием скоростей с постоянным моментом и с постоянной мощностью

I. Мощность, необходимая для резания, определяется скоростью и усилием резания. При этом большим скоростям резания соответствуют меньшие усилия резания, а меньшим скоростям — большие. Поэтому для

привода главного движения наиболее рациональным является способ регулирования скорости с постоянной мощностью.

2. Требуемый технологический диапазон регулирования частот вращения шпинделя с постоянной мощностью может обеспечиваться электрическим регулированием скорости двигателя постоянного тока выше номинальной частоты (рис. 4.1 а). На скоростях ниже номинальных регулирование осуществляется с постоянным моментом, поэтому в главных приводах может применяться двухзонное регулирование.

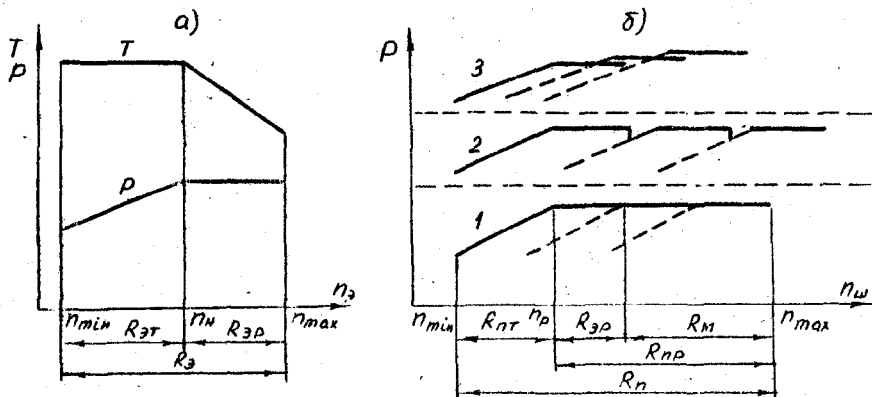


Рис. 4.1. Графики зависимости мощности P и крутящего момента T для электродвигателя постоянного тока от его частоты вращения (а) и диаграммы мощности от частоты вращения шпинделя при электромеханическом регулировании с тремя ступенями (б) с непрерывным диапазоном регулирования (1), с разрывами (2) и перекрытием (3)

3. Наиболее перспективным для главных приводов является электромеханический способ регулирования частот вращения. Главные приводы с электромеханическим регулированием частот вращения состоят из регулируемого электропривода постоянного тока и механической 2-х...4-ступенчатой коробки скоростей с дистанционным переключением.

4. В приводах главного движения станков с ЧПУ и особенно многооперационных станков в качестве двигателей преимущественное распространение получили электродвигатели постоянного тока с тиристорным регулированием. Тиристорный преобразователь является управляющим источником питания электродвигателя и обеспечивает усиление мощности с весьма высоким коэффициентом. Скорость электродвигателя регулируется изменением напряжения, подводимого к его якорю от тири-

торного преобразователя - выпрямителя. Применение тиристорных статических преобразователей в электроприводах постоянного тока позволяет достигнуть повышенной управляемости и быстродействия электропривода, а также улучшить его энергетические показатели, уменьшить габариты и массу, повысить надежность в работе и уменьшить стоимость.

5. Преимуществом указанного электропривода является возможность изменять частоту вращения бесступенчато в автоматическом режиме, а также управлять характеристиками пусковых и тормозных процессов, подбирая оптимальные режимы. При этом обеспечивается бесступенчатое регулирование частот вращения при постоянной мощности в диапазоне R_{np} и регулирование частот вращения в широком диапазоне R_{nt} при постоянном моменте. Одним из способов увеличения диапазона регулирования частот вращения шпинделя R_{np} при постоянной мощности (рис. 4.1 б) является применение между двигателем и шпинделем коробки скоростей с небольшим числом ступеней, которая вместе с тем обеспечивает снижение частот вращения от двигателя к шпинделю в 3...10 раз.

4.2.2. Диапазоны электромеханического регулирования частот вращения привода

1. В регулируемых электромеханических главных приводах металлорежущих станков с ЧПУ общий диапазон регулирования частот вращения шпинделя равен

$$R_n = R_d \cdot R_m,$$

где R_d - диапазон электрического бесступенчатого регулирования частот вращения электродвигателя;

R_m - диапазон механического регулирования частот вращения коробки скоростей с λ ступенями.

2. При применении электродвигателей постоянного тока с тиристорной системой двухзонного регулирования в сочетании с коробкой скоростей диапазон регулирования частот вращения шпинделя определяется по выражению

$$R_n = R_{nt} \cdot R_{np} = R_{zt} \cdot R_{zp} \cdot R_m,$$

где R_{nt} , R_{zt} , R_{np} , R_{zp} - диапазоны регулирования частот вращения, соответственно, шпинделя и электродвигателя при постоянном моменте и постоянной мощности (при этом $R_{np} = R_{zp} \cdot R_m$).

3. Диапазон регулирования частот вращения механической коробки

скоростей может определяться из выражения

$$R_M = \frac{R_{np}}{R_{эp}} = \frac{R_n}{R_э}$$

4. Приводы с коробкой скоростей, выполненной в виде одной группы передач, имеют ограниченный диапазон механического регулирования частот вращения

$$R_M = \varphi_M^{\alpha-1} \leq 8,$$

где α и φ_M — число ступеней и знаменатель ряда частот вращения реализуемых коробкой скоростей.

4.2.3. Знаменатель ряда и число ступеней частот вращения при электромеханическом регулировании

1. В связи с ограничением диапазона регулирования знаменатель ряда частот вращения φ_M одногрупповой коробки скоростей может иметь значения

$$\varphi_M \leq \sqrt[\alpha-1]{8}.$$

Следовательно, знаменатель ряда φ_M частот вращения имеет ограничения и при $\alpha = 2$ имеем $\varphi_M \leq 8$; при $\alpha = 3$ — $\varphi_M \leq 2,8$; при $\alpha = 4$ — $\varphi_M \leq 2$ и при $\alpha = 2 \cdot 2$ — $\varphi_M \leq 2,8$.

Число ступеней коробки скоростей ограничивается условием

$$\alpha \leq 1 + \frac{\lg 8}{\lg \varphi_M}.$$

2. Приводы с электромеханическим регулированием могут обеспечивать получение, как следует из структурной сетки (рис. 4.2 б), непрерывного ряда частот вращения на шпинделе, т.е. бесступенчатое регулирование. Для этого коробка скоростей должна иметь передаточные отношения, которые имеют зависимость

$$i_2 = i_1 \cdot R_{эp} ; \quad i_3 = i_1 \cdot R_{эp}^2 ; \quad \dots ; \quad i_\alpha = i_1 \cdot R_{эp}^{\alpha-1},$$

$$\text{т.е. } i_2 = i_1 \cdot \varphi_M ; \quad i_3 = i_1 \cdot \varphi_M^2 ; \quad \dots ; \quad i_\alpha = i_1 \cdot \varphi_M^{\alpha-1},$$

а следовательно, знаменатель ряда частот равен $\varphi_M = R_{эp}$.

В этом случае выражение диапазона регулирования частот вращения шпинделя при постоянной мощности будет иметь вид

$$R_{эp} = R_M \cdot R_{эp} = R_{эp}^\alpha = \varphi_M^\alpha.$$

3. Число ступеней коробки скоростей в связи с вышеизложенным может определяться

$$\alpha = \frac{\lg R_{np}}{\lg R_{эp}} = \frac{\lg R_{np}}{\lg \varphi_M}.$$

Если в исходных данных задается число ступеней коробки скоростей, то можно определить знаменатель геометрического ряда частот

вращения, реализуемых коробкой

$$\varphi_M = R_{\text{Эр}} = \sqrt[2]{R_{\text{нр}}}.$$

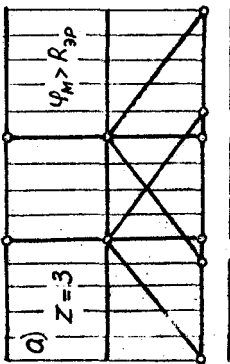
4. Если знаменатель ряда частот вращения, включаемых механической коробкой скоростей, как следует из структуры сеток, принять $\varphi_M < R_{\text{Эр}}$, то привод будет иметь перекрытие частот вращения шпинделя (рис. 4.2, в), а при $\varphi_M > R_{\text{Эр}}$ — выпадание частот на отдельных участках диапазона бесступенчатого регулирования (рис. 4.2, а).

Приводы без перекрытия частот вращения с коробкой скоростей в виде одной группы передач могут обеспечить диапазон регулирования частот вращения шпинделя при $\varphi_M = R_{\text{Эр}}$ равный $R_{\text{нр}} = R_{\text{Эр}}^{\alpha}$. Если $\alpha = 2$ и $\varphi_M = R_{\text{Эр}} \leq 8$, то $R_{\text{нр}} = R_{\text{Эр}}^2$, при $\alpha = 3$ и $\varphi_M = R_{\text{Эр}} \leq 2,8$ имеем $R_{\text{нр}} = R_{\text{Эр}}^3$, а при $\alpha = 4$, $\varphi_M = R_{\text{Эр}} \leq 2$ и при $\alpha = 4 = 2 \cdot 2$, $\varphi_M = R_{\text{Эр}} \leq 2,8$ получаем $R_{\text{нр}} = R_{\text{Эр}}^4$.

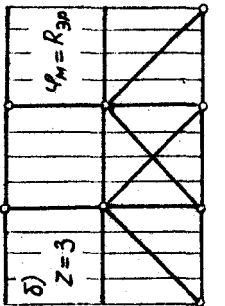
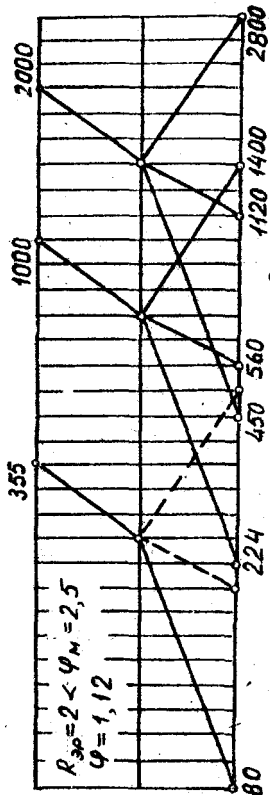
Если привод имеет перекрытие частот вращения, то для одногрупповой коробки скоростей диапазон регулирования $R_{\text{нр}} = R_M \cdot R_{\text{Эр}} = 8 R_{\text{Эр}}$, так как при $\alpha = 2$, $R_{\text{Эр}} > 8$ имеем $\varphi_M = 8$, при $\alpha = 3$, $R_{\text{Эр}} > 2,8$ — $\varphi_M = 2,8$, при $\alpha = 4$, $R_{\text{Эр}} > 2$ — $\varphi_M = 2$, а при $\alpha = 4 = 2 \cdot 2$, $R_{\text{Эр}} > 2,8$ имеем $\varphi_M = 2,8$ и $R_{\text{нр}} = 8 R_{\text{Эр}}^2$.

5. В стенках с числовым программным управлением при применении двигателей постоянного тока регулирование частот ведется не бесступенчато. При этом системой ЧПУ включается ступенчато геометрический ряд значений частот вращения с малым значением знаменателя ряда φ , обычно равным 1, 12. Если необходимо во всем диапазоне электромеханического регулирования получить частоты вращения шпинделя в виде непрерывного геометрического ряда с постоянным знаменателем φ , то нужно, чтобы φ_M и $R_{\text{Эр}}$ были кратными φ и имели стандартные значения нормального ряда чисел. В этом случае будут иметь место зависимости $\varphi_M = \varphi^{K_1}$ и $R_{\text{Эр}} = \varphi^{K_2}$ или $K_1 = \frac{\lg \varphi_M}{\lg \varphi}$ и $K_2 = \frac{\lg R_{\text{Эр}}}{\lg \varphi}$, где K_1 и K_2 показатели кратности, которые при графическом изображении равны количеству делений $\lg \varphi$ в отрезках, изображающих φ_M и $R_{\text{Эр}}$. Например, допустим, что $\alpha = 3$ и $R_{\text{Эр}} = 4,2$, то при $\varphi = 1, 12$ принимаются стандартные значения $\varphi_M = 2,8$ и $R_{\text{Эр}} = 4,0$ и показатели получаются равными $K_1 = 9$ и $K_2 = 12$.

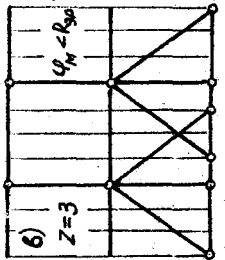
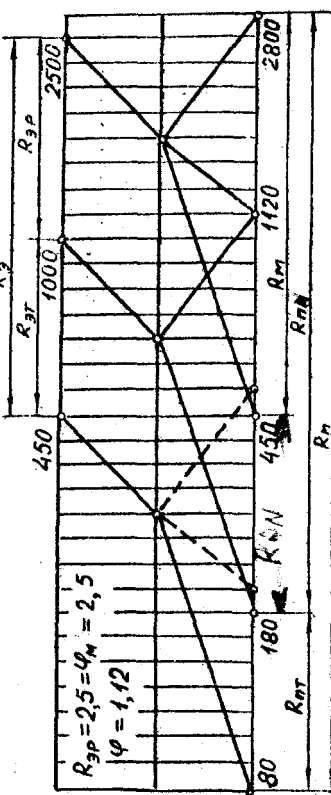
6. Число ступеней частот вращения шпинделя включаемых системой ЧПУ при постоянной мощности $\lambda_{\text{нр}}$ и в целом во всем диапазоне двухзонного непрерывного регулирования $\lambda_{\text{н}}$ может определяться из выражений



2)



2)



2)

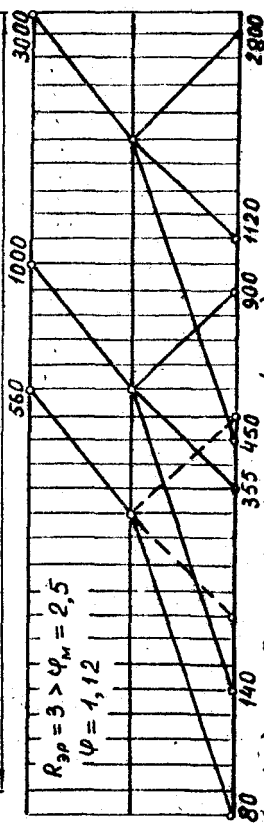


Рис. 4.2. Структурные сетки (а, б, в) и графики частот вращения (г, д, е) главного привода с электромеханическим регулированием

$$\lambda_{np} = \lambda(\lambda_{эр} - 1) + 1 \quad \text{и} \quad \lambda_n = \lambda(\lambda_{эр} - 1) + \lambda_{эт},$$

где λ - число ступеней коробки скоростей;

$\lambda_{эт}$ и $\lambda_{эр}$ - число ступеней частот вращения электродвигателя, включаемых системой ЧПУ при постоянных моментах и мощностях,

$$\lambda_{эт} = 1 + \frac{\lg R_{эт}}{\lg \varphi} \quad \text{и} \quad \lambda_{эр} = 1 + \frac{\lg R_{эр}}{\lg \varphi} = 1 + \frac{\lg \varphi_m}{\lg \varphi}.$$

4.2.4. Графики частот вращения приводов с электромеханическим регулированием и их оптимизация

1. Процесс электромеханического регулирования наглядно представляется на графиках частот вращения. Особенностью графика частот вращения привода с электромеханическим регулированием является отражение им возможности обеспечения непрерывного ряда частот вращения на шпинделе в виде бесступенчатого регулирования при сочетании электрического и механического переключений или выпадений и перекрытий частот вращения на отдельных участках диапазона (рис. 4.2, г, д, е).

2. Для нанесения на график значений частот вращения электродвигателя n_{min} , $n_{эр}$, $n_{эmax}$ и шпинделя n_i , n_{max} можно определить расчетное число y_i интервалов $\lg \varphi$, изображающих соответствующие значения частот вращения

$$y_i = \frac{\lg(n/n_{min})}{\lg \varphi},$$

где n - значение частоты вращения, которое необходимо нанести на график;

n_{min} - минимальное значение частоты вращения шпинделя, принятое за отсчетное.

3. При построении графика частот вращения проводятся лучи, изображающие соответствующие передачи, при этом число перекрываемых ими делений при заданном φ лимитируется допустимыми значениями передаточных отношений. Построение необходимо начинать для диапазона регулирования с постоянной мощностью, предварительно определив значения K_1 и K_2 .

4. Примеры графиков частот вращения приводов с электромеханическим регулированием приведены на рис. 4.2. При $R_{эр} = 2$ и $\lambda = 3$ можно φ_m увеличивать до 2,8, т.е. допускается $\varphi_m \leq 2,8$, что дает возможность расширить диапазон регулирования при постоянной мощности. Вместе с тем при $\varphi_m > R_{эр}$ появляется выпадение частот вращения

в диапазоне бесступенчатого регулирования при постоянной мощности (450...560 и 1120...1400), которое однако перекрывается бесступенчатым регулированием при постоянном моменте.

При $R_{эр} = 2,5$ и $\alpha = 3$ принято $\varphi_M = 2,5$, т.е. $\varphi_M = R_{эр}$, в результате получено бесступенчатое регулирование во всем диапазоне с постоянной мощностью.

При $R_{эр} = 3$ и $\alpha = 3$ необходимо φ_M уменьшать, т.е. должно быть $\varphi_M \leq 2,8$, что дает возможность получить передаточные отношения в допустимых пределах, однако при $\varphi_M < R_{эр}$ появляется перекрытие частот вращения в диапазоне бесступенчатого регулирования при постоянной мощности (355...450, 900...1120).

5. Оптимизируются графики частот вращения электромеханического привода с целью получения оптимальной структуры диапазонов регулирования, оптимальных передаточных отношений и рациональных частот вращения и моментов.

Т е м а 4. ШПИНДЕЛЬНЫЕ УЗЛЫ СТАНКОВ

Л е к ц и я 5. ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ / 1, 2, 4, 5, 8, 11 / (15, 16, 17, 21, 24, 26)

5.1. Программа лекции

5.1.1. Назначение шпиндельных узлов и основные требования к ним. Структурно-кинематическая схема шпиндельного узла. Конструктивная схема и основные конструктивные параметры шпиндельных узлов.

5.1.2. Особенности конструкций шпиндельных опор качения. Типовые конструкции шпиндельных узлов и их применение. Системы смазывания.

5.2. Содержание лекции

5.2.1. Назначение шпиндельного узла

Шпиндельный узел станка предназначен для сообщения режущему инструменту или обрабатываемой заготовке главного вращательного движения резания.

5.2.2. Основные требования

1. Шпиндельные узлы в большей степени чем другие влияют на точность и шероховатость обрабатываемых поверхностей и производительность станка. В связи с этим к ним предъявляются повышенные требования и при проектировании шпиндельных узлов должны обеспечиваться соответствующие проектные критерии.

2. Точность вращения шпинделя регламентируется допускаемым радиальным и осевым биением его переднего конца.

3. Жесткость шпиндельного узла определяется допустимой упругой деформацией переднего конца шпинделя под нагрузкой. Она является комплексным критерием, учитывающим жесткость консольной и метопорной частей шпинделя, а также податливость его опор.

4. Виброустойчивость (динамические качества) определяется допустимой амплитудой колебаний переднего конца шпинделя во всем диапазоне частот вращения и допустимой частотой собственных колебаний шпинделя.

5. Долговечность шпиндельных узлов определяется долговечностью опор шпинделя и зависит от частот вращения, эффективности системы смазывания, величины предварительного натяга в подшипниках и т.д.

6. Теплообразование и температурные деформации шпиндельного узла регламентируются допустимым нагревом подшипников.

7. Быстроходность и передаваемая мощность устанавливаются на основании технических требований к обрабатываемой заготовке и режимов резания.

8. Быстродействие и точность зажимных устройств шпиндельного узла регламентируются допустимыми погрешностями центрирования.

9. Минимальные затраты на изготовление, сборку и эксплуатацию шпиндельного узла оптимизируются при условии удовлетворения остальных проектных критериев.

5.2.3. Структурно-кинематическая схема шпиндельного узла

Шпиндельный узел (рис. 5.1) состоит из шпинделя 1, приводного звена 2 и шпиндельных опор 3. Кроме того шпиндельный узел многих станков имеет механизм автоматического зажима и разжима 4 режущих инстру-

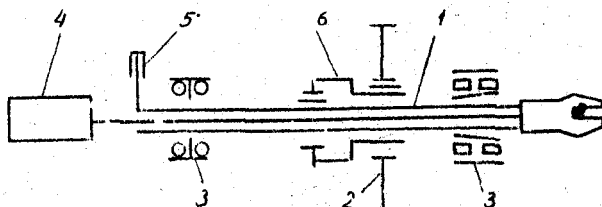


Рис. 5.1. Обобщенная структурно-кинематическая схема шпиндельного узла станка

ментов или заготовок, а многооперационных станков - еще и устройство останова 5 шпинделя в определенном ориентированном положении для

смены инструментов. Шпиндельные узлы станков с адаптивными системами управления имеют датчики 6 для измерения параметров процесса резания, например, крутящего момента.

5.2.4. Конструктивная схема и основные конструктивные параметры шпиндельного узла

1. Шпиндель станка (рис. 5.2) имеет передний конец 1 и мелкопородный участок 2, которые характеризуются соответствующими конструктивными параметрами. В целом конструкция шпиндельного узла определяется типом станка, классом его точности, предельными параметрами процесса обработки и т.д.

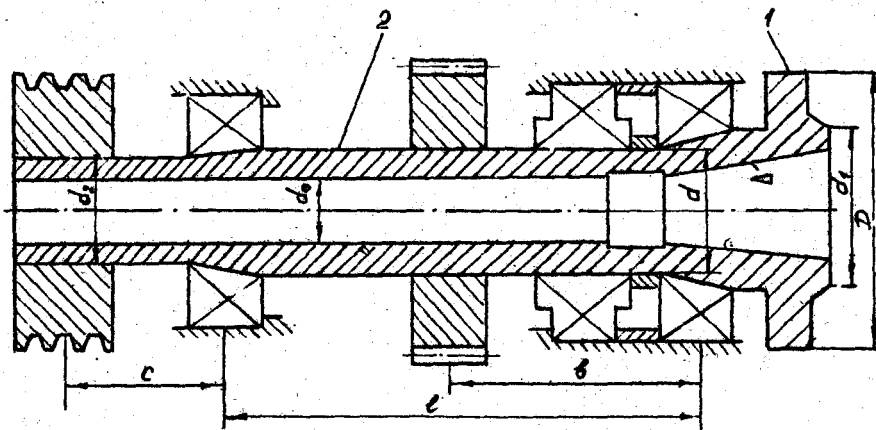


Рис. 5.2. Конструктивная схема шпиндельного узла и основные конструктивные размеры

2. Конструкция переднего конца шпинделя выбирается в зависимости от типа станка и способа крепления инструмента или заготовки. Конфигурация и основные размеры переднего конца шпинделя для большинства типов станков стандартизованы. Шпиндели станков могут иметь передний конец резьбовой, фланцевый под поворотную шайбу и без поворотной шайбы и с торцевой шпонкой. Для центрирования инструмента или приспособления в шпинделе применяются конусы Морзе и конусы конусностью 7:24 или 1:3.

3. Главными размерами шпиндельного узла (рис. 5.2) являются диаметр d шейки шпинделя под передней опорой, величина a вылета

консоли его переднего конца и расстояние l между опорами, которые устанавливаются при расчете шпиндельного узла. Диаметр d_0 и конфигурация внутреннего отверстия определяются конструкцией зажимного устройства.

4. Тип приводной передачи и расположение приводного элемента на шпинделе (рис. 5.2) зависят от требуемой точности, плавности и частоты вращения шпинделя и величины передаваемого усилия. Наиболее широко применяются зубчатые и ременные передачи, при этом приводные шестерни и шкивы могут располагаться на межопорном участке шпинделя или консольно со стороны задней опоры.

5. В качестве шпиндельных опор широко используются подшипники качения, как обычные, так и специально предназначенные для установки в шпиндельных узлах. Подшипники качения обеспечивают высокую точность вращения шпинделя, надежно работают при изменении частот вращения и нагрузок в широком диапазоне и удобны в эксплуатации.

5.2.5. Конструкции шпиндельных опор

1. Опоры шпинделей в значительной мере определяют качество шпиндельного узла по основным характеристикам, как точности вращения, жесткости, виброустойчивости и долговечности. Подшипники качения шпиндельных опор выбираются на основании требуемой грузоподъемности, предельно допустимых значений точности и быстроходности. Несущая способность подшипников качения для шпинделей характеризуется динамической и статической грузоподъемностью, а быстроходность — предельной частотой вращения и параметрами быстроходности. Важнейшей характеристикой подшипников качения является предельно допустимая быстроходность как произведение $d \cdot n_{max}$, где d — диаметр шейки шпинделя, n_{max} — максимально допустимая частота вращения.

2. Наибольшее распространение в опорах шпиндельных узлов получили для восприятия радиальной нагрузки двухрядные цилиндрические роликоподшипники с коническим отверстием типа 3182100, для радиальных и осевых нагрузок — роликоподшипники конические однорядные типа 7000, 2007900, с упорным бортом на наружном кольце — 67000 и с подпружиненным наружным кольцом — 17000, а также двухрядные конические 97000, 2097700 и с упорным бортом — 697000. Кроме того для восприятия осевых нагрузок применяются шариковые радиально-упорные подшипники типа 36000, 46000, 66000, упорно-радиальные сдвоенные с угловым контактом 60° типа 178000 и упорные однорядные — 8000 и сдвоенные — 38000.

3. Для уменьшения трудоемкости конструирования, изготовления и эксплуатации шпиндельных узлов в практике станкостроения шпиндельные узлы создаются в виде отдельных агрегатных модулей с применением типовых конструктивных схем. Передняя опора данных шпиндельных узлов выполняется фиксированной и ею воспринимается осевая нагрузка, а задняя выполняется при этом плавающей. Это обеспечивает увеличение радиальной жесткости, уменьшение теплового удлинения переднего конца шпинделя и исключение параметрических колебаний.

4. Для повышения точности работы подшипников качения в опорах шпинделей применяется предварительный натяг, устраняющий зазоры между кольцами и телами качения подшипника. При этом уменьшаются величины радиального и осевого биения и повышается жесткость шпиндельного узла. Для создания предварительного натяга опорных подшипников используются различные способы. Радиально-упорные шарикоподшипники и конические роликовые подшипники при первой установке получают предварительный натяг регулированием во время сборки за счет осевого взаимного сближения рядов тел качения. В роликовом подшипнике типа 3182100 предварительный радиальный натяг создается за счет деформации внутреннего кольца подшипника при его осевом смещении на конической шейке шпинделя. В конических роликоподшипниках 17000 натяг создается постоянно осевым смещением наружного кольца относительно внутреннего с помощью встроенных в него пружин. Точность регулирования предварительного натяга определяет требуемую жесткость и долговечность подшипников, а следовательно, и работоспособность шпиндельного узла. Поэтому натяг шпиндельных подшипников регулируется часто с помощью дистанционных колец, размеры которых заранее установлены, в результате чего при сборке точно ограничивается сила предварительного натяга.

5.2.6. Типовые конструкции шпиндельных узлов

1. Шпиндельные узлы станков могут иметь различные варианты исполнения типовых конструктивных схем. Эти схемы отличаются различной быстроходностью и допускаемой нагруженностью, при этом чем выше допускаемая быстроходность шпиндельного узла, тем меньше будет допускаемая передаваемая им мощность, а также его жесткость и виброустойчивость. Быстроходность и несущая способность шпиндельных узлов определяется быстроходностью и грузоподъемностью их подшипников, а также комплексом различных конструктивных и технологических параметров.

2. Шпиндельные узлы с двухрядным коническим роликоподшипником типа 697000 (рис. 5.3 а) или с однорядным коническим роликоподшипником типа 67000 (рис. 5.3 б) в передней опоре и с однорядным коническим роликоподшипником типа 17000 с предварительным натягом пружинами в задней опоре имеют характеристику быстроходности равную, соответственно, $(1,6 \dots 2,5)10^5$ и $(2,0 \dots 3,0)10^5$ мм·мин⁻¹. Первая конструктивная схема обеспечивает высокую жесткость, при этом в передней опоре создается предварительный натяг с помощью регулировочной гайки, а его допустимое значение регламентируется с помощью проставочного кольца. Вторая схема допускает более высокую предельную частоту вращения. Применяются указанные схемы в токарных и фрезерных станках.

3. Шпиндельные узлы с двухрядными цилиндрическими роликоподшипниками типа 3182100 с коническим посадочным отверстием в обеих опорах и с шариковым двойным подшипником с углом контакта 60° типа 178000 в передней опоре (рис. 5.3 в) имеют характеристику быстроходности $(2,5 \dots 4,0)10^5$ мм·мин⁻¹, которая выше, чем в конструкциях с упорными подшипниками. Вместе с тем данная схема имеет ограниченные возможности по восприятию осевой силы, так как подшипники типа 3182100 воспринимают только радиальную нагрузку, а осевая нагрузка воспринимается только подшипником 178000. Регулирование радиальной жесткости обеспечивается предварительным натягом подшипников 3182100 при смещении их внутренних колец с помощью регулировочных гаек, при этом величина натяга регламентируется проставочными кольцами. Применяются данные конструктивные схемы в токарных, фрезерных и многооперационных станках.

4. Для обеспечения повышенных требований к быстроходности шпиндельных узлов применяются конструктивные схемы с опорами, представляющими собой комплекты из четырех, трех или двух радиально-упорных шарикоподшипников типа 36000, 46000 (рис. 5.3 г, д, е) и имеющими соответственно увеличение быстроходности и уменьшение жесткости. Характеристика быстроходности для указанных схем соответственно составляет $(3 \dots 5)10^5$, $(4 \dots 6)10^5$ и $(5 \dots 8)10^5$ мм·мин⁻¹. В шпиндельных опорах радиально-упорные шарикоподшипники могут устанавливаться по два по схемам дуплекс 0-образной, X-образной, тандем и по три по схеме триплекс тандем 0-образной. При изготовлении комплектов может создаваться легкий, средний и тяжелый предварительный натяг. Указанные схемы могут применяться соответственно в шлифовальных, токарных,

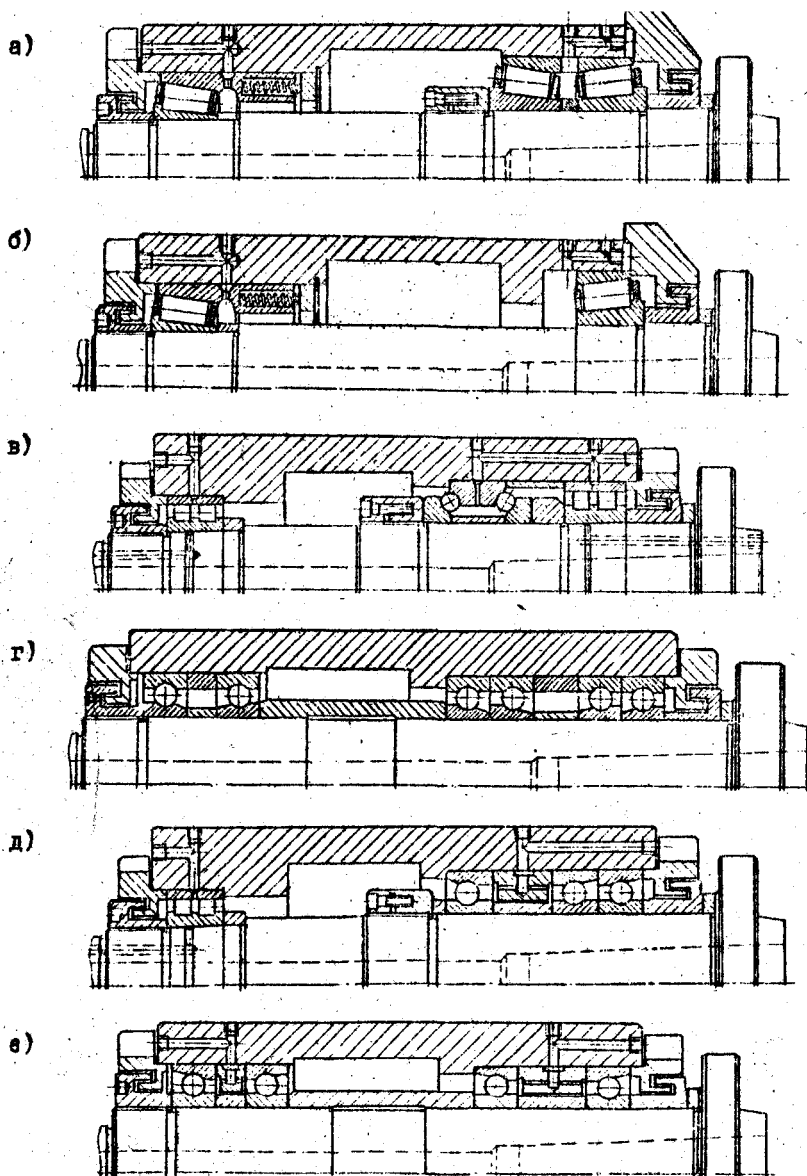


Рис. 5.3. Типовые конструкции шпиндельных узлов станков

фрезерных и отделочно-расточных станках.

5.2.7. Системы смазывания шпиндельных узлов

1. Для смазывания подшипников качения шпиндельных опор применяются жидкие или пластичные смазочные материалы. Пластичные смазочные материалы применяются при сравнительно невысокой быстроходности шпинделя, а также для автономных шпиндельных узлов или расположенных вертикально. Жидкие смазочные масла имеют преимущество, так как обеспечивают отвод тепла и продуктов изнашивания от шпиндельных опор и образование на рабочих поверхностях опор эластогидродинамической пленки.

2. В зависимости от требуемой быстроходности шпинделя, его положения, типа подшипников опор и условий подвода смазочного материала применяются различные методы смазывания. Шпиндельные опоры с подшипниками качения а) различных типов, б) радиально-упорными должны обеспечиваться соответственно при быстроходности а) $(2...2,5) \cdot 10^5$ мм³·мин⁻¹ циркуляционным смазыванием без охлаждения масла; при а) $(3...3,5)10^5$, б) $(5...6)10^5$ - смазыванием пластичным материалом; при а) $(3...5)10^5$, б) $(8...10)10^5$ - масляным туманом, масловоздушным или импульсным жидким смазыванием и при а) $(5...6)10^5$, б) $(10...20) \cdot 10^5$ - впрыскиванием с охлаждением масла.

3. Схема циркуляционного смазывания подшипников качения шпиндельных опор приведена на рис. 5.4. Масло подается в шпиндельные опоры и попадает на рабочие поверхности подшипников. Для улучшения циркуляции масла в наружном кольце многих подшипников предусматриваются специальные отверстия. Из опоры шпинделя масло свободно сливается, благодаря чему обеспечивается его циркуляция и снижается температура опор.

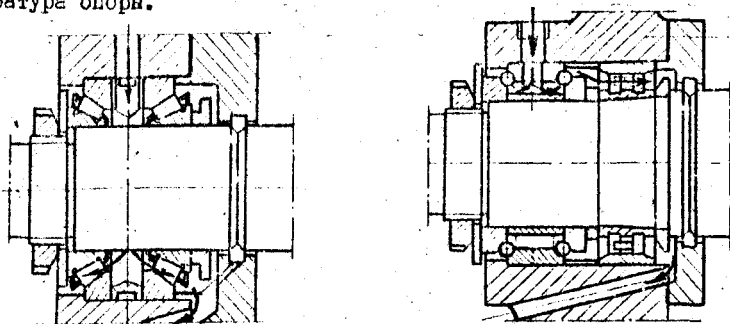


Рис. 5.4. Схемы циркуляционного смазывания шпиндельных опор

Л е к ц и я 6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ / 1,2,4,5,8,11 / (9,13,15,16,21,26,33)

6.1. Программа лекции

6.1.1. Обоснование проектных критериев. Выбор вида приводных передач. Выбор конструктивной схемы шпиндельного узла. Обоснование основных конструктивных параметров. Проработка конструкции шпинделя. Материалы и термообработка шпинделя.

6.1.2. Принципы расчета шпиндельного узла. Расчет шпиндельного узла на жесткость. Расчет динамических характеристик. Особенности расчета шпиндельных опор. Конструирование шпиндельного узла.

6.2. Содержание лекции

6.2.1. Обоснование значений проектных критериев

Первым этапом проектирования шпиндельных узлов является обоснование проектных критериев и их значений. Для этого используются руководящие материалы и стандарты. Точность вращения шпинделя станков общего назначения устанавливается по стандартам, где рекомендуются величины биения шпинделя 0,01...0,03 мм, а для специальных станков точность вращения зависит от требуемой точности обработки и биение шпинделя составляет одну треть от допуска на димитирующий размер обрабатываемой детали. Жесткость шпинделя рекомендуется для станков нормальной точности не ниже 250 Н/мм, а для специальных — до 500 Н/мм. Виброустойчивость назначается обычно из условия, чтобы частота собственных колебаний выдерживалась не ниже 200 Гц, а в ответственных случаях — 500...600 Гц. Долговечность большинства шпиндельных опор качения должна составлять до $L = (12...20)10^3$ ч и т.д.

6.2.2. Выбор вида приводной передачи шпинделя

Зубчатые передачи отличаются простотой и компактностью конструкции и возможностью передавать большие крутящие моменты. Однако в связи с погрешностью шага и передачей возмущений на шпиндель их применение ограничивается частотой вращения до 35 об/с и не рекомендуется применять в прецизионных станках.

Ременные передачи отличаются высокой плавностью вращения и уменьшением динамических нагрузок в приводе станка, однако получают при этом некоторое увеличение размеров и усложнение конструкции.

Приводные элементы (шестерни, шкивы) шпинделя должны располагаться на шпинделе ближе к его опорам.

6.2.3. Выбор конструктивной схемы шпиндельного узла

Конструктивная схема шпиндельного узла выбирается в зависимости от требуемой быстроходности и нагруженности. При этом типовые конструктивные схемы шпиндельных узлов (рис. 6.1) удобно разделены на три группы.

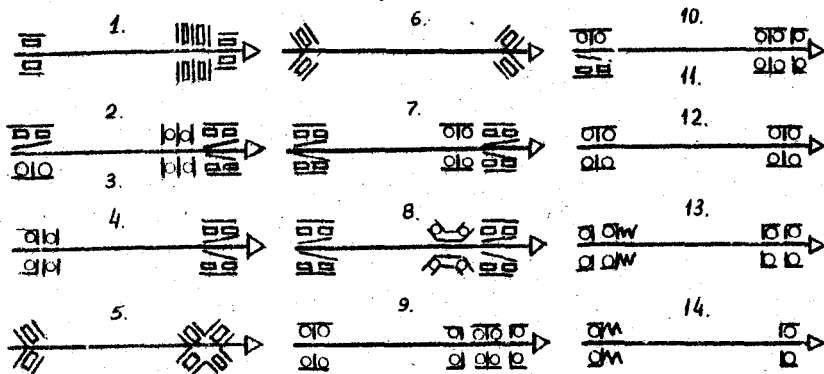


Рис. 6.1. Варианты конструктивных схем шпиндельных узлов

Низкоскоростные схемы обладают повышенной жесткостью и применяются в станках с высокими нагрузками и при работе на умеренных скоростях. В указанных схемах чаще применяются двухрядные цилиндрические роликоподшипники и шариковые упорные или конические двухрядные роликоподшипники.

Среднескоростные схемы рекомендуются для станков с более высокой быстроходностью и применяются при работе на средних скоростях при умеренных нагрузках в связи с несколько меньшей осевой жесткостью. В данных схемах применяются чаще конические однорядные роликоподшипники или двухрядные цилиндрические роликоподшипники и шариковые упорно-радиальные.

Высокоскоростные схемы рекомендуются для станков, работающих на высоких скоростях, в связи с тем, что они обладают высокой быстроходностью. Эти схемы имеют опоры на радиально-упорных подшипниках, в том числе и собранных в комплекты.

6.2.4. Предварительный выбор основных конструктивных параметров

Диаметр шпинделя d в передней опоре может предварительно определяться по показателю быстроходности $K = d \cdot n$ для выбранной констру-

ктивной схеме, т.е. $d = K/n_{max}$. Кроме того можно руководствоваться ориентировочными опытными данными соответствия диаметров шпинделя передаваемой мощности.

Таблица 6.1

Диаметры шпинделей станков при различных мощностях

Мощность, кВт	1,5...2,5	2,5...3,5	3,5...5,5	5,5...7,5	7,5...11,0
Токарные станки, d мм	60...80	70...90	80...105	95...130	110...145
Фрезерные станки, d мм	50...90	60...90	70...95	75...100	90...105

Длина консоли a переднего конца шпинделя в первом приближении принимается $a = d$, т.е. равной диаметру шпинделя в опоре.

Расстояние между опорами l может предварительно приниматься $l = (2,5...3,5)a$ из условия обеспечения оптимальной жесткости, виброустойчивости и точности вращения.

6.2.5. Проработка конструкции шпинделя

Конструктивное оформление шпинделя имеет свои специфические особенности по сравнению с обычным валом. Конструкция шпинделя разрабатывается на основании данных о требуемой мощности шпинделя, расстоянии между его опорами и наличии отверстий, расположении приводных звеньев на шпинделе, конструкции опор и типах подшипников, о способе крепления патрона или инструмента. На переднем конце шпинделя выполняются специальные фланцы и наружные или внутренние конусы для закрепления инструмента или патрона. Шпиндели токарных, фрезерных, многооперационных станков выполняются полыми для размещения пружинной ваготовки или устройств зажима инструмента.

6.2.6. Выбор материала и термообработки шпинделя

Материал и термообработка шпинделя назначаются из условия обеспечения твердости и износостойкости рабочих шеек и базующих поверхностей фланцев, а также сохранения стабильных размеров и формы шпинделя в процессе его работы. Шпиндели станков нормальной точности изготавливаются из конструкционных сталей 45, 50, а в случае повышенных требований к прочности и сопротивлению усталости — из стали 40Х, при этом для указанных материалов применяется поверхностная закалка с нагревом ТВЧ. Шпиндели сложной формы изготавливаются из сталей 50Х, 40ХР с применением объемной закалки. В ответственных случаях, в частности для шпинделей прецизионных станков, применяются низкоуглеродис-

тне стали 20Х, 18ХГТ, 12ХНЗА с цементацией и закалкой до твердости НРС₉ 56...60. Для уменьшения внутренних деформаций слабонагруженные шпиндели высокоточных станков изготавливаются из азотируемых сталей 38Х2МДА, 38ХВФА с закалкой до НРС₉ 63...68.

6.2.7. Принципы расчета шпиндельного узла

Основными расчетами шпиндельного узла являются расчет радиальной и осевой жесткости, определение оптимального расстояния между опорами, а также расчет на прочность для тяжело нагруженных шпинделей и на виброустойчивость - для быстрходных. Для расчета шпинделя составляется расчетная схема и указываются, действующие на шпиндель, нагрузки. При приближенных проектных расчетах шпиндель рассматривается как балка на двух опорах и прикладывает составляющие силы резания к консоли шпинделя на расстоянии a . Если в передней опоре шпинделя расположено несколько рядов тел качения, то появляется заземляющий момент, который при расчетах обычно учитывается соответствующим коэффициентом.

При проверочных точностных расчетах учитывается силовое воздействие от приводных элементов. В этом случае составляется пространственная расчетная схема с приложением сил резания и сил привода, которые приводят к двум взаимно перпендикулярным плоскостям, проходящим через ось шпинделя [8].

При определении крутящего момента T на шпинделе применяется расчетная частота вращения $n_p = n_{min} \sqrt[4]{R_n} \dots n_{min} \sqrt[3]{R_n}$ и рассчитывается момент по формуле

$$T = 9,55 \cdot 10^3 \frac{P_9 \cdot \eta_n}{n_p},$$

где P_9 - мощность электродвигателя, кВт; η_n - КПД главного привода; R_n - диапазон регулирования частот вращения; n_p в мин^{-1} ; T в Н·м.

6.2.8. Расчет шпиндельного узла на жесткость

Расчет шпинделя на жесткость в общем случае выполняется в целом для шпиндельного узла и является проверочным. В зависимости от требуемой точности обработки на станке назначается допустимая величина прогиба $[\delta]$ переднего конца шпинделя. Поэтому оценка радиальной жесткости часто производится по прогибу δ (рис. 6.2 б) конца шпинделя, происходящего за счет упругой деформации (изгиба) собственно шпинделя δ_1 и δ_2 и деформации (податливости) его опор δ_3 и δ_4 , а также по углу поворота θ упругой линии деформированного шпинделя в передней опоре. Максимально допустимые значения указанных парамет-

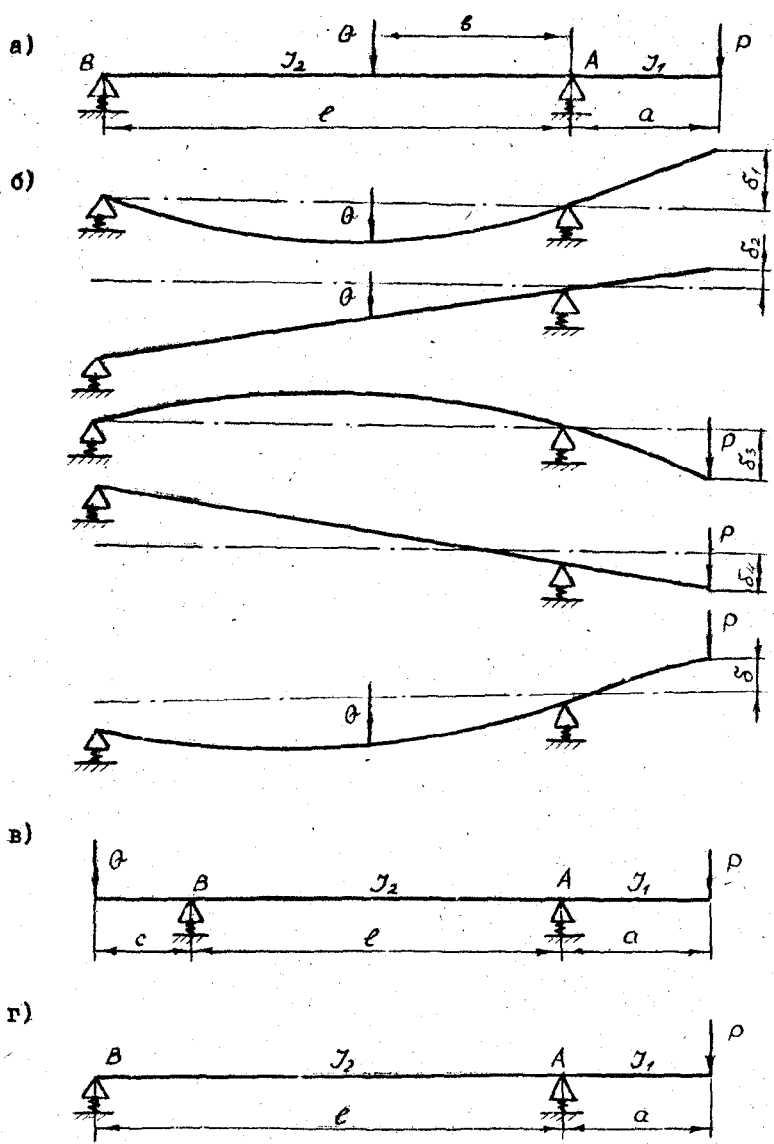


Рис. 6.2. Расчетные схемы шпинделя с различными вариантами нагружения (а, в, г) и для составляющих перемещений расчетной точки (б)

ров принимаются соответственно: $[\delta] = (1 \dots 2) 10^{-4}$ и $[\theta] = 0,001$ рад.

Для расчета жесткости шпиндельных узлов и определения прогиба δ и угла поворота θ составляются расчетные схемы, которые имеют различный вид в зависимости от положения приводного элемента на шпинделе (рис. 6.2 а, в, г).

Расчетными формулами для определения прогиба δ и угла поворота θ являются известные формулы сопротивления материалов. Пренебрегая перемещением, вызванным движением от действия поперечных сил и учитывая защемляющий момент в передней опоре, указанные формулы примут вид для расчетной схемы с приводным звеном между опорами шпинделя:

$$\delta = P \left(\frac{a^2}{3E} \left(\frac{a}{J_1} + \frac{\ell(1-\varepsilon)}{J_2} \right) + \frac{1}{\rho^2} \left(\frac{(\ell+a(1-\varepsilon))^2}{J_A} + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{J_B} \right) \right) \pm Q (1-\varepsilon) \left(\frac{1}{\rho^2} \left(\frac{(\ell+a)(\ell-b)}{J_A} - \frac{1}{J_B} \right) - \frac{a(\ell^3+2\ell^2b-3\ell b^2)}{3EJ_2\ell} \right),$$

для схемы с приводным звеном на задней консоли шпинделя

$$\delta = P \left(\frac{a^2}{3E} \left(\frac{a}{J_1} + \frac{\ell(1-\varepsilon)}{J_2} \right) + \frac{1}{\rho^2} \left(\frac{(\ell+a(1-\varepsilon))^2}{J_A} + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{J_B} \right) \right) \pm Q (1-\varepsilon) \left(\frac{a\ell c}{6EJ_2} - \frac{1}{\rho^2} \left(\frac{(\ell+a)c}{J_A} + \frac{(\ell+c)a}{J_B} \right) \right),$$

для схемы шпинделя, разгруженного от действия сил привода,

$$\delta = P \left[\frac{a^2}{3E} \left(\frac{a}{J_1} + \frac{\ell(1-\varepsilon)}{J_2} \right) + \frac{1}{\rho^2} \left\{ \frac{(\ell+a(1-\varepsilon))^2}{J_A} + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{J_B} \right\} \right],$$

где E — модуль упругости материала шпинделя; J_1 и J_2 — осевые моменты инерции сечения шпинделя соответственно на консольной части и между опорами; J_A и J_B — жесткость опор шпинделя; ε — коэффициент защемляющего момента в передней опоре при нескольких рядах тел качения (при отсутствии защемляющего момента $\varepsilon = 0$); a, b, c, ℓ — основные размеры шпиндельного узла; P и Q — составляющие сил резания и приводного звена, приведенные к одной плоскости (Q с плюсом при одинаковом направлении с силой P и с минусом — при противоположном).

Приведенные выше формулы используются также для определения оптимальной величины межопорного расстояния ℓ или отношения $\lambda = \ell/a$ (рекомендуется $\ell \geq 2,5a$) при принятом диаметре d' шейки шпинделя, исходя из условия обеспечения максимальной жесткости или минимальной податливости шпиндельного узла. Если первую производную δ по ℓ приравнять нулю, т.е. $\frac{d\delta}{d\ell} = 0$ или ввести в выражение δ отношение $\lambda = \ell/a$ и взять производную $\frac{d\delta}{d\lambda} = 0$, то получаются уравнения для определения оптимального ℓ или λ .

6.2.9. Расчет динамических характеристик шпиндельного узла

Динамические характеристики шпиндельного узла оказывают существ-

важное влияние на виброустойчивость несущей системы станка.

При расчете на виброустойчивость определяется частота собственных колебаний шпинделя и сравнивается с частотой вынужденных колебаний с целью исключения явления резонанса. Для того чтобы избежать резонансных явлений частота собственных колебаний шпинделя должна быть выше частоты возмущающей силы примерно на 30%.

Для оценки уровня колебаний переднего конца шпинделя определяются амплитудно-фазочастотные характеристики, рассчитываемые средствами вычислительной техники. При приближенных расчетах собственная частота шпинделя, не имеющего больших сосредоточенных масс, определяется по формуле [1]:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{EJ_1}{m(1+\lambda)^3 a^3}}$$

где m — масса шпинделя, кг; ω_c — частота, с^{-1} ; EJ_1/a^3 — условная жесткость консоли шпинделя; $\lambda = \ell/a$; δ — коэффициент, равный 2,3...2,4 при $\lambda = 2,5...3,5$; a и ℓ — размеры шпиндельного узла.

6.2.10. Расчет шпиндельных опор

Выбирается тип и класс точности подшипников и, используя расчетную схему шпинделя, определяются величины и направление сил, действующих на опоры. Затем рассчитываются эквивалентные динамические нагрузки и устанавливается по каталогу динамическая грузоподъемность для выбранного типоразмера подшипников, на основании которых определяется их расчетная долговечность. Расчет подшипников шпиндельных опор имеет особенности в связи с их работой при переменных режимах нагружения и частотах вращения, а также необходимостью учета дополнительных нагрузок на подшипники от предварительного натяга и от динамических усилий, возникающих в процессе резания. Поэтому долговечность подшипников рассчитывается по приведенной эквивалентной нагрузке, которая определяется на основании эквивалентных нагрузок для различных режимов нагружения. Полученная расчетная долговечность сравнивается с заданной и если оказывается меньше ее, то выбирается подшипник с большей динамической грузоподъемностью.

6.2.11. Конструирование шпиндельного узла

Заключительным этапом является конструкторская проработка, при этом конструируются шпиндельные опоры, уточняется конструкция шпинделя, назначается способ осадания предварительного натяга, выбирается вид смазки шпиндельных опор и тип конструкции уплотнений и т.д. Затем осуществляется разработка конструкции шпиндельного узла в целом с оптимизацией компоновки, возможности сборки и регулировки и т.д.

Т е м а 5. ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД ПОДАЧ СТАНКОВ

Л е к ц и я 7. СТРУКТУРА ПРИВОДА ПОДАЧ И ПРИВОДЫ С ВЫСОКОМОМЕНТНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ / 1,8,13 / (15,17,18,21,26)

7.1. Программа лекции

7.1.1. Назначение и структура привода подач. Особенности выбора электродвигателя. Расчетные частоты вращения. Расчетные и допустимые диапазоны регулирования и выбор двигателя.

7.1.2. Расчетные крутящие моменты. Приведенные моменты сил сопротивления. Условия выбора электродвигателя по расчетным моментам.

7.2. Содержание лекции

7.2.1. Назначение и структура привода подач

1. Привод подач станка предназначен для обеспечения заданных диапазонов скоростей рабочих подач, перемещения рабочего органа станка с высокой скоростью при холостых и установочных движениях и создания необходимой тяговой силы. Приводы подач станков могут быть с дискретным и непрерывным переключением и называются ступенчатыми и бесступенчатыми приводами.

2. Электромеханический привод подач металлорежущих станков в общем случае состоит (рис. 7.1) из двигателя, редуктора, коробки подач, тягового механизма, стола либо суппорта и системы управления. В станках с программным управлением приводы подач имеют датчики положения и тахогенератор, а также обратную связь.

3. В электроприводах подач получили применение двигатели постоянного тока, обеспечивающие электрическое регулирование скорости подач. В последнее время широко начали применяться высокомоментные двигатели с возбуждением от постоянных магнитов, рассчитанных на установку непосредственно на ходовой винт, что существенно сократило механическую часть привода, снизило момент инерции и повысило КПД.

7.2.2. Особенности выбора электродвигателя привода подач

1. В приводах подач металлорежущих станков регулирование скорости подачи осуществляется при постоянном максимальном моменте.

При проектировании привода подач должны быть известны минимальная и максимальная рабочие скорости подачи S_{min} и S_{max} , в пределах которых регулирование происходит при постоянном максимальном моменте, а также скорость быстрых перемещений V_f , осуществляемых при уменьшенном моменте сил сопротивления.

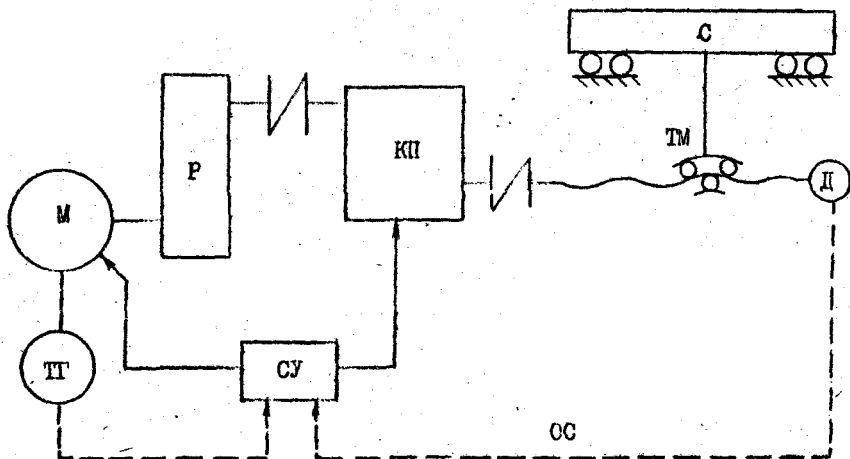


Рис. 7.1. Обобщенная структурная схема привода подач станка

2. Выбор электродвигателя привода подач осуществляется не по мощности, а по приведенному моменту к валу двигателя от сил полезного и вредного сопротивления. Этот момент определяется по составляющим сил резания и по силам трения в приводе подач при установившемся режиме работы или по силам инерции от движущихся масс и силам трения при разгоне в условиях неустановившегося режима работы.

7.2.3. Расчетные частоты вращения

1. Скорости подач и быстрых перемещений осуществляются при определенных частотах вращения n_j ведущего звена тягового механизма привода подач, которые для приводов с передачей винт-гайка (в дальнейшем материал будет излагаться на примере указанного привода) определяются:

$$n_j = S_j / p,$$

где S_j — скорость подачи, мм/мин; p — шаг ходового винта, мм.

2. Требуемые частоты вращения электродвигателя $n_{эj}$ для обеспечения заданных скоростей подач и быстрых перемещений определяются с учетом наличия механических передач и в общем виде равны

$$n_{эj} = n_j u = n_j / i = S_j / (p \cdot i),$$

где i и u — передаточное отношение от тягового звена к электродвигателю и передаточное число механических передач.

3. Предельные требуемые значения частот вращения электродви-

гателя определяются собственно по предельным значениям подач S_{min} и S_{max} и скорости быстрого хода $V\delta$

$$n_{s\ min} = S_{min} / (p \cdot l), \quad n_{s\ max} = S_{max} / (p \cdot l), \quad n_{v\delta} = V\delta / (p \cdot l).$$

7.2.4. Расчетные и допустимые диапазоны регулирования

1. Таким образом, электродвигатель должен обеспечить два диапазона с различными условиями регулирования для осуществления рабочих подач и быстрых перемещений (рис. 7.2), а именно

$$R_{sp} = n_{s\ max} / n_{s\ min} \quad \text{и} \quad R_{v\delta} = n_{v\delta} / n_{s\ max}.$$

Поэтому общий фактически требуемый диапазон регулирования определяется по формуле

$$R_{\phi} = R_{sp} \cdot R_{v\delta}.$$

2. В приводах подач современных станков применяются высокомоментные двигатели серии ПЕВ или двигатели постоянного тока серии 2П, ПЭС. Эти двигатели позволяют регулировать частоты вращения вала от номинальной n_n до минимальной n_{min} при постоянном моменте с диапазоном регулирования $R_1 = n_n / n_{min}$. Кроме того этими двигателями допускается увеличение скорости вращения вала до максимальной частоты вращения n_{max} при уменьшенном вращающем моменте с диапазоном регулирования $R_2 = n_{max} / n_n$.

Общий допустимый диапазон регулирования частот вращения вала электродвигателя равен $R = R_1 \cdot R_2$.

3. Современные электродвигатели постоянного тока приводов подач вполне обеспечивают требуемые диапазоны регулирования частот вращения в соответствии с технологическими требованиями (см. рис. 7.2), т.е. $R > R_{\phi}$. Требуемый фактический диапазон регулирования двигателя R_{sp} , обеспечивающий рабочие подачи, должен быть меньше допустимого диапазона регулирования частот вращения вала двигателя R_1 при постоянном моменте, т.е. $R_{sp} < R_1$. Допустимый диапазон регулирования частот вращения электродвигателя R_2 при уменьшенном вращающем моменте должен быть, как правило, меньше диапазона регулирования $R_{v\delta}$, обеспечивающего быстрые перемещения, т.е. $R_2 < R_{v\delta}$.

7.2.5. Выбор электродвигателя по расчетным частотам вращения

1. Условие выбора электродвигателя постоянного тока по частотам вращения можно представить в виде

$$n_{min} \leq n_{s\ min}; \quad n_n \geq n_{s\ max}; \quad n_{max} \geq n_{v\delta}.$$

2. Допускаемая минимальная частота вращения электродвигателя меньше или равна требуемой частоте вращения $n_{s\ min}$ при минимальной скорости подачи.

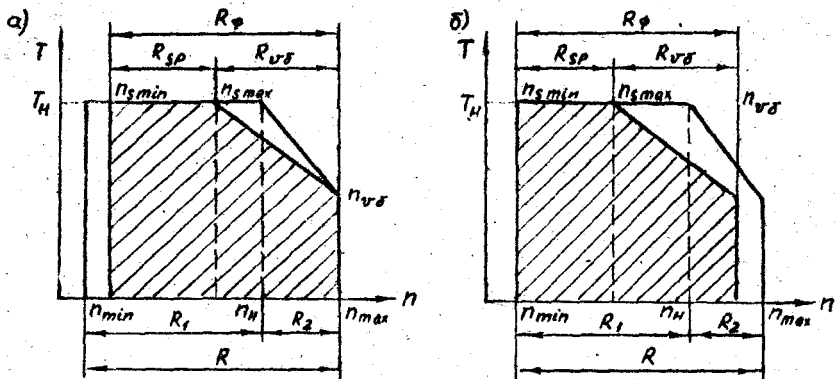


Рис. 7.2. Графики зависимости крутящего момента T для электродвигателя постоянного тока привода подач от его частоты вращения и варианты расположения фактически используемых и допустимых диапазонов регулирования

3. Номинальная частота вращения n_n больше или равна $n_{s \max}$ при максимальной скорости подачи.

4. Допускаемая максимальная частота вращения электродвигателя n_{\max} больше или равна n_{vs} соответствующей скорости быстрого хода.

7.2.6. Расчетные крутящие моменты

1. Двигатель привода подач должен развивать момент, который будет преодолевать приведенные моменты сил сопротивления при трех режимах работы с различными условиями нагружения: а) при установившихся рабочих подачах приведенные моменты T_r составляющих сил резания вдоль направления подачи и моменты $T_{тр}$ сил трения; б) при установившихся быстрых перемещениях приведенные моменты $T_{об}$ сил трения; в) при разгоне в условиях неустановившегося режима приведенный динамический момент T_d сил инерции подвижных элементов привода и момент сил трения $T_{тд}$. При наклонных и вертикальных подачах необходимо преодоление приведенного момента T_G от полной или неуравновешенной силы тяжести перемещаемых элементов привода.

Следовательно, выражения расчетных моментов двигателя для указанных режимов работы могут быть представлены в виде:

$T_s = T_r + T_{тр} + T_G$; $T_{об} = T_{об} + T_G$; $T_{тр} = T_d + T_{тд} + T_G$;
 где T_s , $T_{об}$, $T_{тр}$ – расчетные моменты двигателя при рабочих подачах, быстрых перемещениях и неустановившемся режиме работы.

2. Для расчета крутящего момента на тяговом валу механизма

привода подач станка (рис. 7.3) используется уравнение работ

$$T \varphi \eta_T = F_a \cdot l,$$

которое при одном обороте тягового вала имеет вид

$$T 2\pi \eta_T = F_a \cdot H,$$

где T — крутящий момент на тяговом валу; φ — угол поворота тягового вала; F_a — тяговое усилие; l и H — перемещение и ход рабочего органа, $H = p$ при однозаходной передаче винт-гайка, p — шаг винта; η_T — КПД тягового механизма.

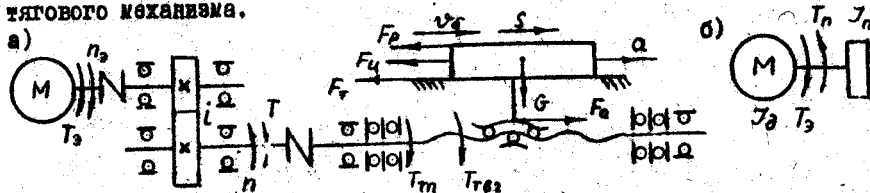


Рис. 7.3. Расчетная схема (а) и динамическая модель (б) привода подач

Крутящий момент на тяговом валу следовательно будет иметь вид

$$T = F_a \cdot H / (2\pi \eta_T) \text{ или } T = F_a \cdot p / (2\pi \eta_T).$$

Используя уравнение кинематического баланса цепи подач получим

$$T = F_a S / (2\pi \eta_T i n_3),$$

или $T = F_a S / (2\pi \cdot 10^3 \eta_T i n_3)$ и $T = F_a S / (2\pi \cdot 10^3 \eta_T u n_3)$, где F_a в Н; T в Н·м; S — скорость подачи, мм/мин; n_3 — частота вращения электродвигателя, мин⁻¹; i и u — передаточные отношения и число привода подач

3. Приведенный момент T_n к валу двигателя от сил полезного и вредного сопротивления может определяться в общем случае по крутящему моменту T на тяговом валу.

$$T_n = T i / \eta_p = T / (u \eta_p)$$

или по тяговому усилию

$$T_n = F_a H i / (2\pi \cdot 10^3 \eta_p) \text{ и } T_n = F_a S / (2\pi \cdot 10^3 n_3 \eta_p),$$

где η_p и η_s — КПД соответственно механического редуктора и привода подач.

4. Крутящий момент T_e , развиваемый двигателем при различных режимах работы станка, должен быть больше расчетного приведенного к валу двигателя момента T_n сил сопротивления для соответствующего режима (рис. 7.3), т.е. $T_e \geq T_n$.

7.2.7. Приведенные моменты сил сопротивления

1. Приведенный момент к валу электродвигателя от составляющих сил резания F_p вдоль направления подачи определяется по формуле

$$T_p = F_p r i / (2 \cdot 10^3 \pi \eta_s).$$

2. Приведенный момент от сил трения состоит из суммы приведенных моментов $T_{т1}$, $T_{т2}$, $T_{т3}$ соответственно сил трения в направляющих, в паре винт-гайка и подшипниках ходового винта.

Приведенные моменты сил трения в направляющих

$$T_{т1} = F_T r i / (2 \cdot 10^3 \pi \eta_s).$$

в шариковой передаче винт-гайка при наличии предварительного натяга

$$T_{т2} = 0,032 F_p r i / (3 \eta_p).$$

в подшипниках ходового винта

$$T_{т3} = 2,21 \cdot 10^{-7} K_n d_g F_p i / (3 \eta_p)$$

или приближенно

$$T_{т3} = (3 \dots 5) i / \eta_p.$$

где F_T - сила трения в направляющих, F_p - составляющая сил резания вдоль направления подачи, K_n - количество подшипников ходового винта, d_g - внутренний диаметр подшипников.

3. Приведенный момент от сил тяжести перемещаемых элементов

$$T_G = m g r i \sin \alpha / (2 \cdot 10^3 \pi \eta_s),$$

где m - масса перемещаемых элементов, α - угол между направлением перемещения и горизонтальной плоскостью.

4. Приведенный динамический момент сил инерции к валу электродвигателя

$$T_d = (J_n + J_d) \varepsilon,$$

где J_n - приведенный к валу двигателя момент инерции движущихся масс, J_d - собственный момент инерции ротора двигателя, ε - угловое ускорение вала двигателя.

Приведенные к валу двигателя моменты инерции линейно перемещаемых узлов

$$J_1 = m i^2 \rho^2 / (4 \pi^2),$$

зубчатой передачи

$$J_2 = J_1 + J_2 i^2,$$

ходового винта

$$J_3 = m_g \gamma_0^2 i^2 / 2 = \pi d_0^4 L \rho i^2 / 32,$$

где m - масса перемещаемых узлов; J_1 - суммарный момент инерции звеньев, вращающихся со скоростью двигателя; J_2 - суммарный момент инерции звеньев, вращающихся с угловой скоростью, определяемой отношением i ; d_0 и L - средний диаметр и длина винта; m_g - масса винта.

Угловое ускорение двигателя при изменении скорости движения в неустановившемся режиме по линейному закону

$$\varepsilon = \pi n_{yd} / (30 t \eta_s),$$

где n_{yd} - частота вращения двигателя при быстром ходе, мин^{-1} ; t - время разгона, с; η_s - КПД привода.

Время разгона обычно определяется как $t = v_s / a$, при этом линейное ускорение a принимается для станков с ЧПУ нормальной точности $a = 0,8 \dots 1,5 \text{ м/с}^2$ и высокой точности $a = 0,2 \dots 0,4 \text{ м/с}^2$.

7.2.8. Выбор электродвигателя по крутящим моментам

1. По расчетным приведенным моментам сил сопротивления при различных режимах работы выбирается электродвигатель на условия

$$T_n \geq T_s, \quad T_{n \max} \geq T_{\text{вб}}, \quad T_{\max} \geq T_{\text{пр}}.$$

2. Длительный номинальный момент T_n двигателя в режимах рабочих частот вращения должен быть не меньше расчетного момента T_s двигателя при рабочих подачах.

3. Момент двигателя $T_{n \max}$ при максимальной частоте вращения должен быть не меньше расчетного момента $T_{\text{вб}}$ при быстром перемещении.

4. Максимальный момент T_{\max} двигателя должен быть не меньше расчетного момента $T_{\text{пр}}$ при неустановившихся режимах работы привода.

Л е к ц и я 8. ТЯГОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ ПРИВОДОВ ПОДАЧ / 1, 2, 4, 5, 8, 10 / (15, 16, 17, 21, 26)

8.1. Программа лекции

8.1.1. Назначение тяговых механизмов и основные проектные критерии. Виды тяговых механизмов и их применение.

8.1.2. Расчет передач винт-гайка скольжения и качения.

8.2. Содержание лекции

8.2.1. Назначение тяговых механизмов и основные требования

1. Тяговые механизмы предназначены для сообщения движения подаче и перемещений рабочему органу станка по направляющим и являются ответственными звеньями кинематической цепи подач станка.

2. Для обеспечения требуемой производительности, точности, надежности и других технико-экономических показателей станка к тяговым механизмам предъявляются соответствующие требования. Эти механизмы должны обеспечивать заданный закон перемещения и скорости, обладать высокой жесткостью и чувствительностью к малым перемещениям, иметь малый момент инерции и высокий КПД и быть износостойкими и долговечными в эксплуатации.

8.2.2. Виды тяговых механизмов

В приводах подач могут применяться различные виды тяговых механизмов (рис 8.1), обеспечивающих поступательное и вращательное движение рабочих органов станка, обычно преобразующих движения. В станках получили применение тяговые механизмы типа ходовой винт-гайка, зубчатое колесо-рейка, кулачковые, гидравлические и др. В отдельных случаях применяются механизмы электромагнитные и малых перемещений.

8.2.3. Применение тяговых механизмов

1. Ременные приводы обладают простотой конструкции, большим передаточным отношением и высоким КПД. Однако применение их ограничено в точных станках в связи с необеспечением равномерности медленных движений и в станках с вертикальными перемещениями из-за отсутствия торможения.

2. Кулачковые механизмы широко применяются в станках автоматах и полуавтоматах. Профили кулачков зависят от принятого закона движения исполнительного органа, поэтому они обеспечивают возможность перемещений с заданной скоростью при постоянной скорости вращения кулачка. Область применения кулачковых механизмов ограничивается определенной величиной хода по допустимым размерам кулачка.

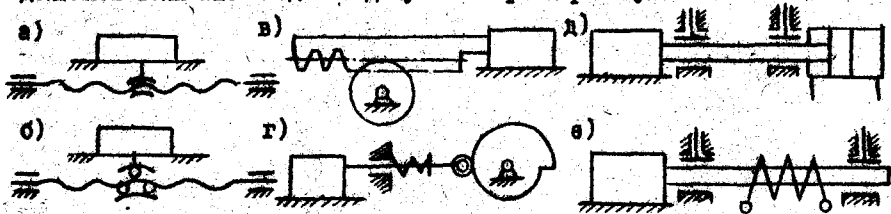


Рис. 8.1. Виды тяговых механизмов станков

3. Наиболее распространенными тяговыми механизмами являются передачи винт-гайка, которые могут иметь винтовые пары скольжения, качения и гидростатические. Передачи винт-гайка скольжения получили широкое применение в приводах подач металлорежущих станков, в том числе сложных столах агрегатных станков. Они могут обеспечивать медленные движения, высокую плавность и точность перемещений и самостопорение, необходимые при вертикальных перемещениях. Недостатком является наличие смешанного трения и связанное с ним изнашивание, а также низкий КПД.

4. Передача винт-гайка качения широко применяется в приводах подач станков с ЧПУ. Шарико-винтовой механизм (рис. 8.2) представляет собой замкнутую кинематическую цепь, в которой между рабочими винтовыми поверхностями помещены стальные шарики и для обеспечения непрерывной циркуляции шариков концы рабочей части резьбы соединены возвратной канавкой. Винтовые пары качения имеют низкие потери на трение, достаточно высокую жесткость и технологическую надежность. Устранение зазоров в резьбовом шариковом соединении производится созданием предварительного натяга за счет взаимного сближения полууглов, их осевого перемещения или взаимного поворота.

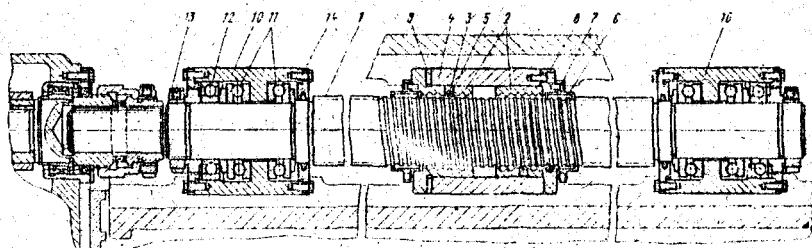


Рис. 8.2. Конструкция шариковой передачи винт-гайка качения

5. В станках находят применение специальные механизмы для малых перемещений (см. рис. 8.1 д, е) (микроподач) при финишной обработке, обеспечивающие высокое качество и точность обработки. Принцип работы этих механизмов основан на использовании деформации передающих звеньев. Упругосиловой привод осуществляет перемещения за счет деформации упругого звена при поочередном включении специальных зажимов. Последовательное включение зажимов обеспечивает импульсное перемещение ведомого звена. Магнитострикционный привод работает на использовании эффекта изменения длины стержня из ферромагнитного материала под действием магнитного поля и с применением конструкции с зажимами. Данный привод имеет малую инерционность, большую жесткость и обладает стабильностью работы.

8.2.4. Расчет передачи винт-гайка скольжения

1. Материалы винтов и гаек выбираются в зависимости от назначения передачи и условий работы. Винты изготавливают в зависимости от класса точности из сталей У10, У12, ХНГ, ХГ, 45, 50, 40Х, 18ХТТ, а гайки - из бронзы БрОФ-10-1, БрОЦС6-6-3, БрАЖ9-4 и некоторых чугунов.

2. Проверочный расчет на износостойкость. Среднее удельное давление на рабочих поверхностях резьбы

$$p_{\text{ср}} = F_a p / (\pi d_{\text{ср}} h \ell) = F_a n / (\pi d_{\text{ср}} h k \ell) \leq [p_{\text{ср}}],$$

где $p_{\text{ср}}$ - среднее давление между рабочими поверхностями резьбы, МПа; F_a - осевая нагрузка, Н; h и ℓ - рабочая высота и длина гайки, мм; ($h = 0,5p$ и $\ell = (1,5 \dots 4,0)d_{\text{ср}}$); $d_{\text{ср}}$ - средний диаметр резьбы, мм; p и k - шаг и число заходов резьбы (p в мм); n - ход передачи, мм.

3. Расчет на прочность ходового винта. Эквивалентное напряжение при одновременной работе винта на растяжение (сжатие) и кручение

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(F_a/S)^2 + 4 \cdot 1/6 \tau^3 (T/W_p)^2} \leq [\sigma_{\text{э}}],$$

где $S = \pi d_i^2/4$ - площадь поперечного сечения винта; $W_p = \pi d_i^3/16$ - момент сопротивления сечения при кручении; d_i - внутренний диаметр винта, мм; T - крутящий момент, Н·м; σ и τ - напряжения растяжения

(сжатия) и кручения, МПа; $[\sigma_3]$ – допускаемое эквивалентное напряжение, $[\sigma_3] = (0,28 \dots 0,33) \sigma_T$; σ_T – предел текучести материала винта.

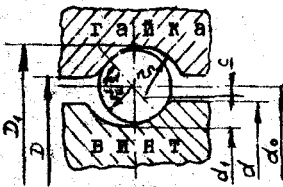
4. Расчет на жесткость. Изменения шага резьбы винта при растяжении или сжатии ходового винта под действием осевой нагрузки

$$\Delta p = \pm F_a p / E S = \pm 4 F_a p / (\pi d_1^2 E) \leq [\Delta p],$$

где E – модуль продольной упругости, МПа; Δp – изменение шага, мм.

8.2.5. Расчет передачи винт-гайка качения

1. Высокая работоспособность и точность передачи винт-гайка



качения (рис. 8.3) обеспечивается высокой твердостью рабочих поверхностей. Для изготовления винтов применяют сталь 8ХФ с закалкой с нагревом ТВЧ по профилю резьбы, а для гаек – инструментальные стали 9ХС, ШХ15.

Рис. 8.3. Профиль винтовой пары качения

2. Расчет винта на продольную устойчивость. Допускаемая продольная нагрузка не должна быть меньше действующей максимальной силы

$$[F]_y = \pi^2 E J_o / ((\mu l)^2 K_y) \geq F_a,$$

где J_o – осевой момент сечения винта, мм⁴ ($J_o = 0,05 d_1^4$); K_y – коэффициент запаса устойчивости, ($K_y = 3$); μ – в зависимости от установки опор винта принимается 0,5; 0,7; 1,0; 2,0.

3. Расчет динамической устойчивости винта. При высоких частотах вращения определяется критическая частота вращения n_k , которая для исключения резонанса должна превышать наибольшую частоту вращения n_{max} ходового винта не менее чем в 1,2 раза (n_k и n_{max} , мин⁻¹)

$$n_k = \lambda \cdot \frac{30}{\pi} \cdot \frac{d_1}{l} \cdot \sqrt{\frac{Eg}{\gamma}} \geq K_n \cdot n_{max},$$

где d_1 – внутренний диаметр винта, мм; γ – удельный вес материала винта, Н/мм³; l , мм; K_n – коэффициент несовпадения частот ($K_n = 1,20 \dots 1,25$); λ – коэффициент способа крепления винта (λ при одном свободном конце винта 0,88 и при наличии двух опор 2,47); $g = 9,8 \cdot 10^3$ мм/с².

4. Расчет на жесткость. Жесткость j винтовой передачи качения определяется жесткостью j_g самого винта, контактной жесткостью j_{g2} соединения винт-гайка с учетом силы предварительного натяга и жесткостью j_o опор винта, поэтому

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{j_g} + \frac{1}{j_{g2}} + \frac{1}{j_o}.$$

Требуемая жесткость j определяется собственной частотой f_o колебаний рабочего органа и массой m перемещаемой системы $j = (2\pi f_o)^2 m$.

5. Расчет на долговечность и статическую прочность. Выбор по каталогу винтового механизма с нужным диаметром винта производится

по динамической C и статической C_0 грузоподъемности рабочего витка резьбы. Для этого определяются эквивалентная нагрузка F_3 и эквивалентная частота вращения n_3

$$F_3 = \sqrt{\sum F_i^3 n_i t_i / \sum n_i t_i} \quad \text{и} \quad n_3 = \sum n_i t_i / \sum t_i,$$

где F_i - основные нагрузки с учетом предварительного натяга; n_i - частоты вращения при действии нагрузок F_i ; t_i - продолжительность действия нагрузок в процентах ($\sum t_i = 100\%$).

Динамическая грузоподъемность определяется

$$C = \frac{F_3}{K_B} \sqrt{\frac{L_h \cdot 3 n_3}{500 \cdot 100}} \quad \text{или} \quad C = \frac{f_h f_w}{f_n f_H} \cdot \frac{F_3}{K_B},$$

где f_h - коэффициент долговечности, $f_h = \sqrt[3]{L_h / 500}$; f_n - коэффициент частоты вращения, $f_n = \sqrt{100 / 3 n_3}$; f_w - коэффициент характера нагрузки, для станков $f_w = 1,2$; f_H - коэффициент твердости материала, $f_H = 0,5; 0,7; 1$ при HRC₉ 50; 55; 58...60; L_h - долговечность, $L_h = (5...10) \cdot 10^3$ ч; K_B - число рабочих витков в гайке.

Кроме того для шариковой винтовой пары $C = (0,2...0,4)C_0$, где C_0 - статическая грузоподъемность рабочего витка резьбы.

Статическая грузоподъемность определяется

$$C_0 = K_B d_w (\pi d_o - 3p) K_\alpha \sin \alpha \cos \beta,$$

где d_w и d_o - диаметры шариков и окружностей центров шариков; α и β - углы контакта и наклона винтовой линии; p - шаг; $K_\alpha = 0,8...0,9$; $K_B = 2,0; 3,5; 5,5; 6,2$ при допустимом контактом напряжении σ_H .

Т е м а 6. НАПРАВЛЯЮЩИЕ СТАНКОВ

Л е к ц и я 9. ВИДЫ И РАСЧЕТ НАПРАВЛЯЮЩИХ СТАНКОВ / 1, 2, 4, 5, 10 / (13, 15, 16, 17, 21, 26)

9.1. Программа лекции

9.1.1. Назначение направляющих и основные проектные критерии.

Виды направляющих скольжения и качения и их применение.

9.1.2. Расчет направляющих скольжения и качения.

9.2. Содержание лекции

9.2.1. Назначение направляющих.

Направляющие служат для обеспечения прямолинейного и кругового перемещений по станине рабочих органов станка. От точности изготовления направляющих, их износостойкости и долговечности зависит точность работы всего станка.

9.2.2. Основные проектные критерии направляющих

1. Геометрическая точность, обеспечивающая перемещения узлов с минимальными отклонениями от заданной траектории и точное положение.

2. Износостойкость и долговечность, обеспечивающие сохранение в течение заданного срока времени первоначальной точности.

3. Жесткость, обеспечивающая сопротивление контактным упругим деформациям на рабочих гранях под действием внешних нагрузок.

4. Направляющие также должны обеспечивать плавность движения, малые силы трения, высокие демпфирующие свойства и др.

9.2.3. Виды направляющих станков

1. По виду трения направляющие могут быть скольжения, качения, комбинированные, гидростатические и аэростатические. Направляющие скольжения (рис. 9.1) по виду профиля опор бывают прямоугольные, трапецевидные, трапецевидные, круглые и комбинированные. По расположению указанных профилей опор направляющие могут быть охватываемые и охватывающие. Различают также направляющие с силовым замыканием и без силового замыкания.

2. Направляющие качения (рис. 9.2) по виду тел качения могут быть шариковые и роликовые. Кроме того направляющие качения подразделяются на незамкнутые, замкнутые и с циркуляцией тел качения.

9.2.4. Особенности различных видов направляющих

1. Направляющие скольжения с выпуклым профилем плохо удерживают смазку и применяются при малых скоростях, но просты в изготовлении и на них не удерживается стружка. Направляющие с внутренним профилем хорошо удерживают смазку и применяются при высоких скоростях, однако требуется надежная защита от попадания стружки. Прямоугольные направляющие просты в изготовлении, но плохо удерживают смазку и легко засоряются. Трапецевидные направляющие применяются при симметричной нагрузке и исключают появление зазора при изнашивании. Трапецевидные направляющие отличаются компактностью, простотой регулирования и возможностью воспринимать опрокидывающие моменты, но сложны в изготовлении и имеют недостаточную жесткость.

2. Направляющие качения имеют меньшие силы сопротивления, высокую равномерность и плавность движений, точность установочных перемещений и длительное сохранение точности. Однако имеют трудоемкость в изготовлении, высокую стоимость, пониженное демпфирование и повышенную чувствительность к загрязнениям. Наибольшее применение получили направляющие со свободным прокатыванием тел качения. При малых ходах применяются направляющие без возврата тел качения, а при больших — с их циркуляцией. Замкнутые направляющие

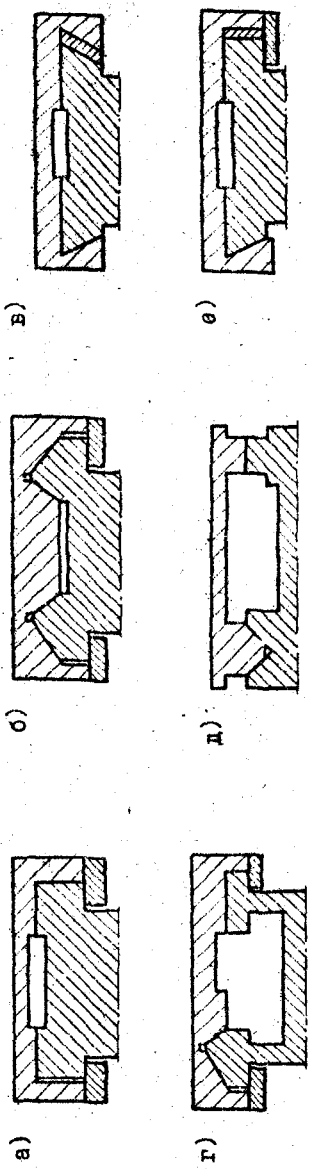


Рис. 9.1. Основные типы направляющих скользящих

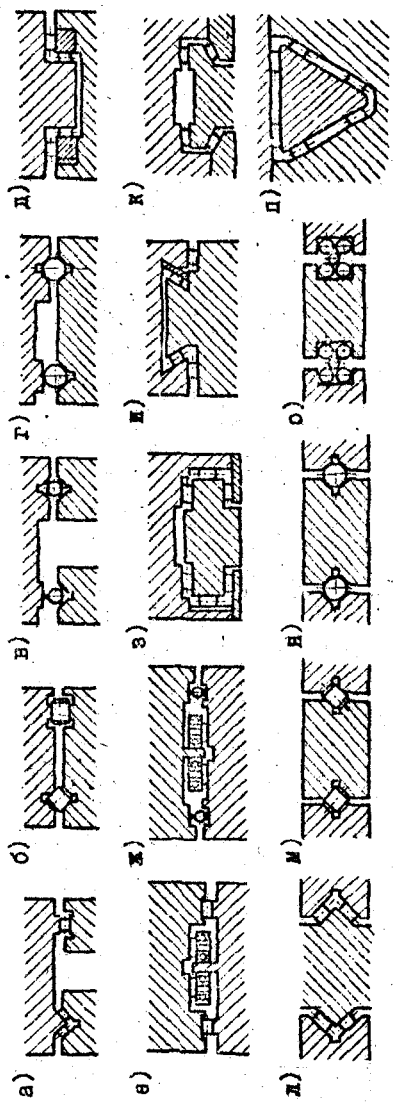


Рис. 9.2. Основные типы направляющих ключевых

позволяют создавать предварительный натяг и регулировать жесткость.

9.2.5. Расчет направляющих скольжения

1. Направляющие скольжения рассчитываются на износостойкость и жесткость. Расчет на износостойкость выполняется по допустимым давлениям на рабочие поверхности, а на жесткость – по допустимым контактным деформациям. Расчет проводится приближенным методом по деформациям поверхностных слоев и без учета собственных деформаций.

2. Составляется расчетная схема с приложением всех действующих сил: составляющих сил резания F_x, F_y, F_z , сил тяжести G , тяговой силы F_a , реакций на гранях направляющих R и силы трения F_f . Выбирается система координат и составляются уравнения равновесия. Определяются тяговая сила, реакции на гранях и координаты их точек приложения.

Рассмотрим расчет направляющих токарного станка (рис. 9.3)

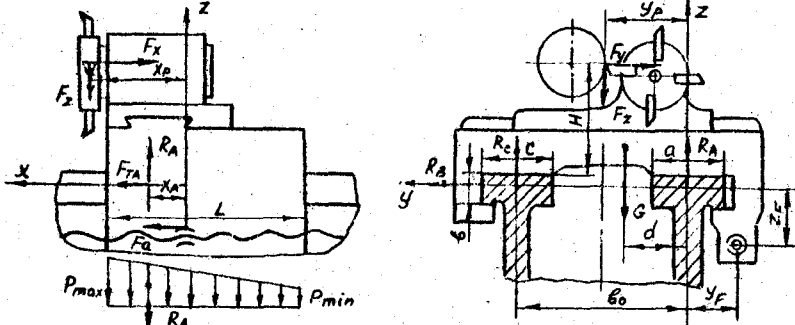


Рис. 9.3. Расчетная схема направляющих скольжения

$$\sum X=0, -F_x + f(R_A + R_B + R_C) + F_a = 0; \quad \sum Y=0, -F_y + R_B = 0; \quad \sum Z=0, -F_z - G + R_A + R_C = 0;$$

$$\sum M_x=0, F_y(H + B/2) - Gd - F_z y_P + R_C b_0 = 0;$$

$$\sum M_y=0, -F_x(H + B/2) + F_z x_P - F_a x_F - R_A x_A - R_C x_C = 0;$$

$$\sum M_z=0, F_x y_P - F_a y_F - F_y x_P - f R_C b_0 - f R_B (b_0 + c/2) - R_B x_B = 0.$$

Из первых четырех уравнений находим тяговую силу и реакции

$$F_a = -F_x + f(R_A + R_B + R_C); \quad R_A = F_z + G - (F_z y_P + Gd - F_y(H + \frac{B}{2})) / b_0;$$

$$R_B = F_y; \quad R_C = (F_z y_P + Gd - F_y(H + B/2)) / b_0.$$

Для определения координат X_A, X_B, X_C используется дополнительно условие распределения между двумя направляющими пропорционально их жесткости и соответственно их ширине момента внешних сил относительно оси Y , равного моменту от реакций в направляющих

$$R_A X_A / R_C X_C = a/c.$$

Тогда координата, например X_A , будет равна

$$X_A = (-F_x(H + B/2) + F_z x_P + F_a x_F) / R_A(c/a + 1).$$

3. Определяются средние и максимальные давления

$$p_A = R_A / aL; \quad p_B = R_B / bL, \quad p_C = R_C / cL \quad \text{и}$$

$$p_{\max A} = \frac{R_A}{aL} \left(1 + \frac{6X_A}{L}\right), \quad p_{\max B} = \frac{R_B}{bL} \left(1 + \frac{6X_B}{L}\right), \quad p_{\max C} = \frac{R_C}{cL} \left(1 + \frac{6X_C}{L}\right).$$

Если $X_A = 0$, то распределение давления вдоль направляющей равномерное; при $0 < X_A < L/6$ – трапецеидальное; при $X_A = L/6$ – треугольное и при $X > L/6$ – давление приложено не по всей длине направляющей.

4. Расчет направляющих на контактную жесткость заключается в определении контактных перемещений, которые пропорциональны нормальным давлениям, т.е. $\delta = Kp$; K – коэффициент податливости.

9.2.6. Расчет направляющих качения

1. Направляющие качения рассчитываются на прочность, долговечность и жесткость. Расчет направляющих качения на прочность поверхностных слоев по контактным напряжениям производится по предельным нагрузкам на направляющие. Допустимая нагрузка P на одно тело качения для шариковых и роликовых направляющих соответственно $p = k\alpha^2 \lambda$ и $P = k\beta d \lambda$, где α – диаметр шарика или ролика; β – длина ролика; K – условное напряжение; λ – коэффициент твердости направляющих.

2. Расчет на жесткость направляющих качения производится на условия линейной зависимости между упругими перемещениями δ и нагрузкой, т.е. $\delta = C_{ш} P$; $\delta = C_{р} q$, где p и q – нагрузка на один шарик и на единицу длины ролика; $C_{ш}$ и $C_{р}$ – коэффициенты податливости.

9.2.7. Расчет сил сопротивления к тяговым усилиям

Силы трения на одной грани направляющих скольжения и качения

$$F_{Тс} = f_c R_n \quad \text{и} \quad F_{Тк} = F_0 + \frac{f_k}{r} R_n,$$

где f_c и f_k – коэффициенты трения скольжения и качения; R_n – суммарная сила, действующая на рабочую грань направляющей; F_0 – постоянная, составляющая силы трения ($F_0 = 4 \dots 5$ Н); r – радиус тел качения.

Тяговые силы подачи определяются в зависимости от вида направляющих и для станков а) токарных с трапецеидальными и комбинированными, б) токарных и фрезерных с трапецеидальными, в) фрезерных с трапецеидальными направляющими скольжения

$$\text{а) } F_a = kF_x + f'(F_z + G), \quad \text{б) } F_a = kF_x + f'(F_z + F_y + G),$$

$$\text{в) } F_a = kF_x + f'(F_z + 2F_y + G).$$

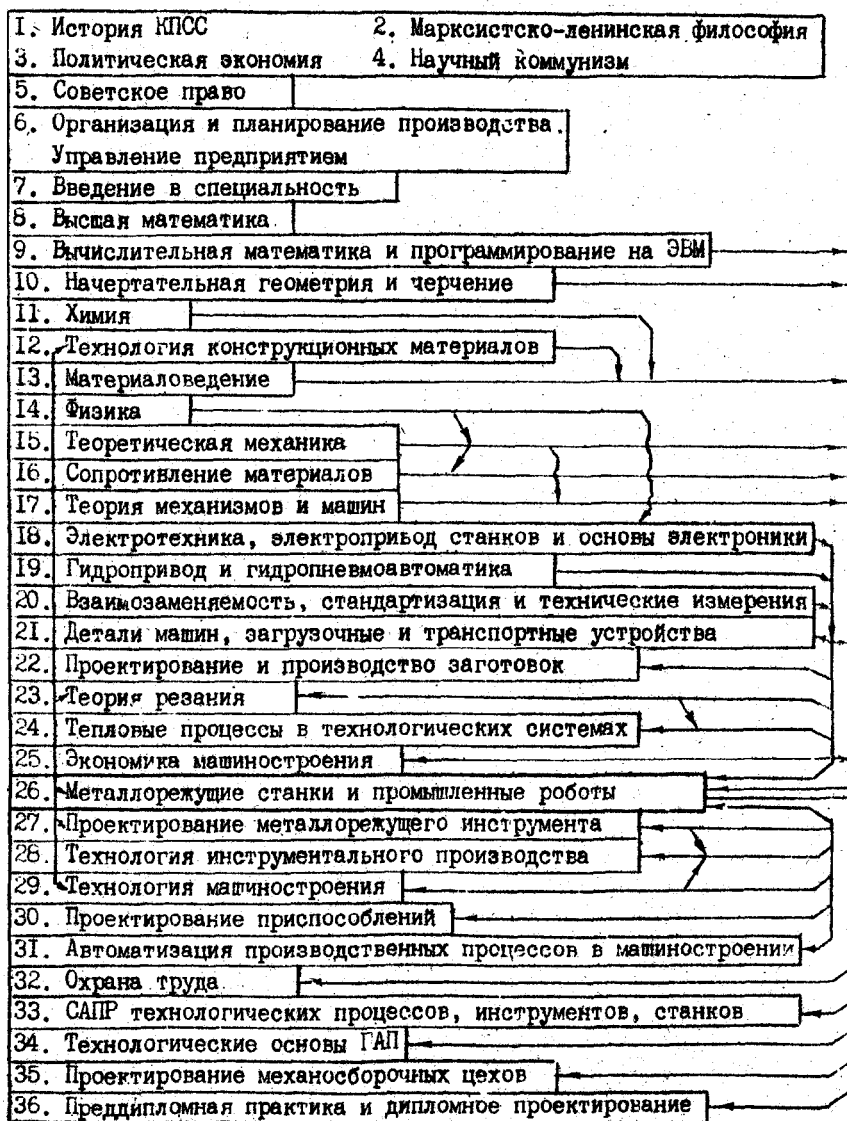
Для схем направляющих качения (рис. 9.3 а, г, л, м) тяговые усилия

$$\text{а) } F_a = F_x + 3F_0 + ((F_z + G) \cdot f_k \cdot 1,5) / r, \quad \text{л) } F_a = F_x + 4F_0 + (F_H \cdot f_k \cdot 2,8) / r,$$

$$\text{г) } F_a = F_x + 2F_0 + ((F_z + G) \cdot f_k \cdot 1,5) / r, \quad \text{м) } F_a = F_x + 2F_0 + (F_H \cdot f_k \cdot 2,8) / r,$$

где f' – приведенный коэффициент трения; k – коэффициент опрокидывающего момента; F_H – усилие натяга.

СТРУКТУРНО-ЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА СВЯЗИ УЧЕБНЫХ ДИСЦИПЛИН



Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Металлорежущие станки /Под ред. В.Э.Пуша. -М.: Машиностроение, 1985. -576с.
2. Металлорежущие станки и автоматы /Под ред. А.С.Проникова.- М.: Машиностроение, 1981.-479с.
3. Программное управление станками /Под ред. В.Л.Сосонкина.- М.: Машиностроение, 1981.-398 с.
- ✓ 4. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков.- М.: Машиностроение, 1977.-392 с.
5. Кочаргин А.И., Цикус М.Ю., Шагун В.И. Металлообрабатывающие станки, линии и инструменты /Под ред. П.И. Яцерицына.- Мн.: Высшая школа, 1979.-574 с.
6. Металлорежущие станки /Н.С.Колев, Л.В.Красниченко, Н.С.Никулме и др.- М.: Машиностроение, 1980.-500 с.
7. Тарвеманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков.-М.: Машиностроение, 1980.-288с.
- Δ 8. Глубокий В.И., Кочергин А.И. Металлорежущие станки и промышленные роботы: Проектирование приводов станка.-Мн.: БПИ, 1987.-120с.
9. Пуш В.Э., Пигерт Р., Сосонкин В.Л. Автоматические станочные системы.-М.: Машиностроение, 1982.-319с.
10. Детали и механизмы металлорежущих станков /Под ред.Д.Н.Решетова.- М.: Машиностроение, 1972, т.1.-663с.; т.2.-520с.
11. Глубокий В.И. Металлорежущие станки и промышленные роботы: Расчет привода станка.- Мн.: БПИ, 1984.-51с.
12. Модзалевский А.А., Соловьев А.В., Лонг В.А. Многооперационные станки: Основы проектирования и эксплуатации.-М.: Машиностроение, 1981.-261 с.
- ✓ 13. Шпиндельные узлы агрегатных станков: Альбом /Н.М.Вороничев, Г.И.Плашей, С.С.Гиндин и др.-М.: Машиностроение, 1983.-179 с.
14. Эффективность применения высокомоментных двигателей в станкостроении /Э.Г.Королев, И.А.Водкомирский, А.М.Лебедев и др.-М.: Машиностроение, 1981.-144 с.
15. Васильев Г.Н. Автоматизация проектирования металлорежущих станков.-М.: Машиностроение, 1987.-280 с.
16. Лизогуб В.А. Конструирование и расчет шпиндельных узлов на опорах качения. -Станки и инструмент.-1980.-№ 5.-С.18-20.
17. Левина З.М. Расчет жесткости современных шпиндельных подшипников.-Станки и инструмент,-1982,-№ 10.-С.1-3.

СО Д Е Р Ж А Н И Е

Тема 1. Процесс проектирования станков и основы его автоматизации	3
Лекция 1. Основные этапы проектирования станков, основы автоматизированного проектирования и оптимизация проектных решений	3
Тема 2. Обоснование основных технических характеристик при проектировании станка	12
Лекция 2. Понятие геометрических и рабочих характеристик и обоснование частот вращения, скоростей подач и мощностей приводов станка	12
Тема 3. Проектирование главного привода станка	19
Лекция 3. Приводы со ступенчатым регулированием и графоаналитический метод расчета	19
Лекция 4. Главные приводы станков с электромеханическим регулированием	29
Тема 4. Шпиндельные узлы станков	36
Лекция 5. Типовые конструкции шпиндельных узлов	36
Лекция 6. Проектирование шпиндельных узлов	44
Тема 5. Электромашиный привод подач станков	51
Лекция 7. Структура привода подач и приводы с высокомоментными двигателями	51
Лекция 8. Тяговые механизмы приводов подач	57
Тема 6. Направляющие станков	61
Лекция 9. Виды и расчет направляющих станков	61
Структурно - логическая схема связей учебных дисциплин	66
Литература	67