

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

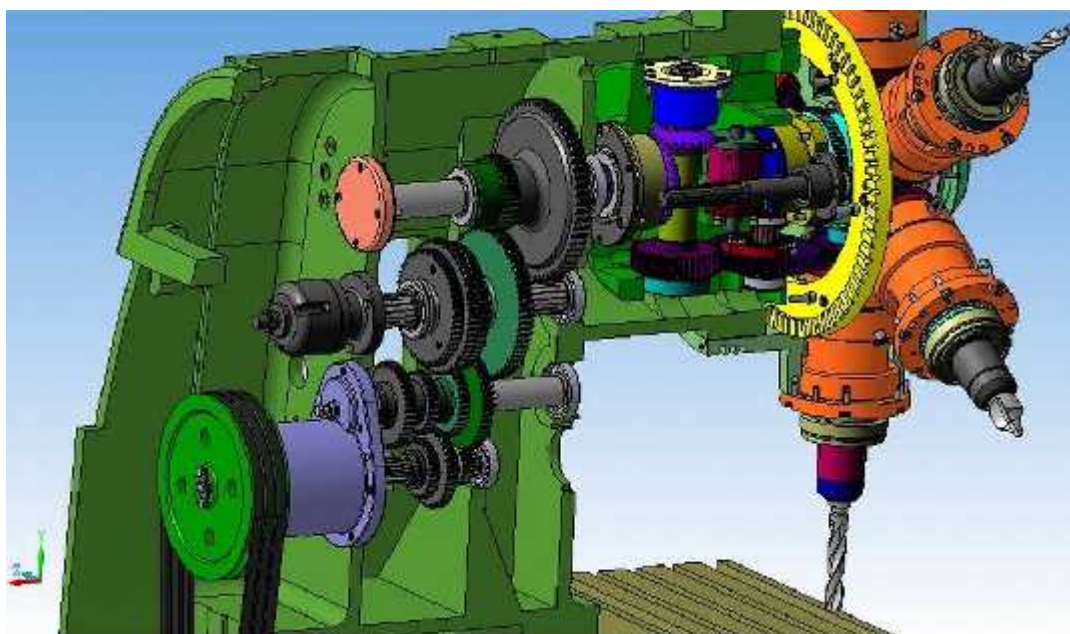
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

КОНСТРУИРОВАНИЕ СТАНКОВ

Часть 1

Методические указания
к выполнению разделов курсовой работы
для студентов направления
15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств» всех форм обучения



Севастополь
СевГУ
2019

УДК 658.52.011.56
К65

Р е ц е н з е н т:

С.М. Братан - д-р. техн. наук, зав. кафедрой «Технология машиностроения»

Составители: Н.И. Покинтелица, Е.А. Левченко

К65 Конструирование станков: метод. указания к выполнению разделов курсовой работы для студентов направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» всех форм обучения / Сост. Н.И. Покинтелица, Е.А. Левченко. – Севастополь: СевГУ, 2019. – 54 с.

Методические указания предназначены для учебно-методического обеспечения дисциплины «Конструирование станков» представлены теоретические и практические материалы для обоснования конструкции приводов главного движения станков токарной и фрезерной групп, в том числе многоцелевых станков с ЧПУ. Даны рекомендации по содержанию и оформлению курсовой работы, справочные материалы, примеры расчетов и конструктивного оформления отдельных элементов приводов главного движения.

УДК 658.52.011.56

Методические указания рассмотрены и утверждены кафедрой «Технология машиностроения», протокол № 4 от 20 ноября 2019 г.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. ЗАДАЧИ, ТЕМАТИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ.....	5
1.1. Задачи и требования к курсовой работе.....	5
1.2. Тематика и содержание курсовых работ.....	5
1.3. Указания к написанию разделов пояснительной записки.....	8
1.4. Требования к оформлению пояснительной записки.....	10
1.5. Требования к оформлению графических материалов.....	15
1.6. Организация выполнения курсовой работы.....	17
2. МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ОБОСНОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ.....	19
2.1. Электродвигатели.....	19
2.2. Проектирование кинематической схемы привода главного движения.....	26
2.2.1. Разработка кинематики привода со ступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя.....	27
2.2.2. Разработка кинематики привода с бесступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя.....	35
2.3. Определение диаметров валов коробки скоростей.....	42
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	54

ВВЕДЕНИЕ

Курсовое проектирование является важнейшей составной частью учебы студента в вузе, в ходе которой приобретает опыт принятия самостоятельных технических решений в области конструирования металлорежущих станков на базе полученных теоретических знаний общетехнических и специальных дисциплин учебного плана, а также изучения современных конструкций металлорежущих станков по техническим журналам.

Настоящие методические указания ставят своей целью подготовку студента к выполнению выпускной работы квалификации бакалавр техники и технологии в проектно-конструкторской части на примере проектирования привода главного движения металлорежущего станка, как одного из самых ответственных его узлов. В пособии даны организационные формы выполнения работы, помещен обширный справочный материал, позволяющий осуществлять модернизацию действующего станочного оборудования или нового проектирования машин на современной элементной базе, в частности, с использованием регулируемых асинхронных электродвигателей. Процесс проектирования приводов станков показан на примерах станков токарной и фрезерной групп, в том числе и многоцелевых станков с ЧПУ на их основе.

Процесс резания на станке обеспечивает привод главного движения, силовые характеристики которого представляют мощность и крутящий момент на шпинделе. Данные характеристики зависят от типа выбранного электродвигателя и структуры механического редуктора. Оба этих элемента влияют на конструктивную сложность привода в целом, судить о которой можно уже на этапе разработки его кинематической схемы. Вот почему в пособии этому вопросу уделено достаточно большое внимание. В том числе это влияние показано на конкретных примерах.

1. ЗАДАЧИ, ТЕМАТИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

1.1. Задачи и требования к курсовой работе

Выполнение курсовой работы по дисциплине «Конструирование станков» нацелено на решение следующих основных задач:

- научить студента правильно использовать теоретические знания в практической конструкторской работе;
- расширить навыки компьютерного проектирования технических объектов;
- подготовить студента к выполнению бакалаврской работы по разделу металлорежущих станков.

Данная курсовая работа относится к той части учебного процесса, которая связана с подготовкой инженера в области проектирования и конструирования механической части технических объектов. Следовательно, можно сформулировать следующие требования, предъявляемые к курсовой работе:

- основой конструкторских разработок должны быть чертежи станка, эксплуатируемого в условиях реального производства;
- предусмотреть усовершенствование конструкции разрабатываемого станочного узла с целью повышения его технических и эксплуатационных характеристик по отношению к базовому варианту;
- уровень конструкторско-технологических разработок должен соответствовать современным тенденциям развития станкостроения;
- оформление текстовых и графических материалов должно быть выполнено в соответствии со стандартами ЕСКД и ЕСТП;
- пояснительная записка должна быть написана грамотным техническим языком с выполнением расчетов, обоснований и пояснений принятых конструкторских решений в чертежах;
- выполняться работа должна в строго отведенные учебным планом сроки.

1.2. Тематика и содержание курсовых работ

Тематика курсовой работы по дисциплине «Конструирование станков» связана с разработкой конструкции приводов главного движения и может быть представлена двумя направлениями. Первое направление формулируется как модернизация конструкции привода конкретной модели станка с целью совершенствования его технических характеристик за счет изменения: структуры привода, диапазона регулирования частот вращения, габаритных размеров, поднятия верхней частоты вращения шпинделя, передаваемой мощности и крутящего момента и др. С учетом большого разнообразия конструктивного исполнения станков и современных тенденций развития

станкостроения открывается обширная область тематики для формулирования конкретных индивидуальных заданий.

Тема курсовой работы утверждается профилирующей кафедрой, а задание на подбор необходимых материалов для выполнения работы, изучение конструктивных особенностей и условий эксплуатации станка студент получает заранее после шестого учебного семестра при формировании индивидуального задания на прохождение производственной практики.

Модернизация оборудования является актуальной проблемой для отечественного машиностроения, поскольку большинство заводов продолжает эксплуатировать морально устаревшее станочное оборудование. Станки, проработавшие 15-20 лет, отстают от новых моделей по точностным характеристикам от 1,5 до 6,5 раз, практически во столько же раз отстают и по производительности. Однако базовые корпусные детали старых станков за время эксплуатации освободились от остаточных внутренних напряжений в металле и, следовательно, поэтому важному техническому показателю имеют преимущество по отношению к новым станкам. Модернизация приводов и восстановление направляющих возвращают в строй старую технику, способную успешно конкурировать с новыми моделями станков в производственных условиях.

Таким образом, тематика модернизации станочного оборудования максимально приближена к реальным и актуальным проблемам отечественного машиностроения.

Второе направление тематики курсовых работ связано с разработкой конструкции приводов современных моделей станков, представленных в каталогах и рекламных проспектах. По краткой технической характеристике и картинке внешнего вида станка необходимо раскрыть структуру и конструкцию привода главного движения, а техническими расчетами обосновать параметры конструктивного исполнения всех элементов привода.

Выполнение технической задачи, сформулированной в задании на курсовую работу, позволит студенту проверить на практике степень усвоения теоретических знаний и одновременно потребует дополнительной проработки по техническим журналам отдельных вопросов, связанных с обоснованием размеров деталей привода и конструктивного их исполнения.

Курсовая работа состоит из графических материалов и пояснительной записки. Графическая часть работы содержит не менее трех листов чертежей формата А1 и включает в себя следующий материал:

- общий вид станка – 0,5 листа;
- кинематическую схему станка – 0,5 листа;
- общий вид коробки скоростей – 0,5 листа;
- разрезы и сечения коробки скоростей – 1 лист;
- рабочий чертеж детали – 0,5 листа.

Для оформления чертежей можно использовать компьютерные системы T-FLEX CAD, AutoCAD, КОМПАС и др. Графический образ станка желательно выполнить по программам трехмерного графического моделирования.

Пояснительная записка является основным документом курсовой работы, содержащим необходимые обоснования по принятым в чертежах техническим решениям, расчеты, подтверждающие работоспособность конструктивного исполнения деталей, выводы и другую поясняющую информацию.

Объем записки составляет 30 – 35 страниц шрифтом Times New Roman размером 14 pt через 1,5 интервала в соответствии с требованиями СТП1-У-НГТУ-2004.

Основная часть записки должна содержать ответы на следующие вопросы:

- область применения станка с указанием наименования и размеров обрабатываемой детали или номенклатуры деталей;
- современные тенденции развития станков данной группы, выявленные по техническим журналам и проектам фирм;
- обоснование диапазона регулирования привода главного движения с указанием верхнего предела частот вращения шпинделя;
- анализ существующих структур приводов главного движения для выявленного диапазона регулирования и выбор наиболее рационального из них или обоснование своего варианта привода (на структуру привода существенно влияет тип выбранного электродвигателя);
- построение рационального графика частот вращения шпинделя;
- определение передаточного отношения каждой зубчатой передачи (для привода главного движения оно должно находиться в интервале от 0,25 до 2) и кинематические параметры каждого элемента привода (число зубьев и модуль у зубчатых колес, диаметры шкивов ременных передач, межосевые расстояния между валами и др.);
- проверка на допустимую окружную скорость зубчатых и ременных передач;
- расчет крутящих моментов по валам механического редуктора;
- проверка зубчатых колес на контактную и изгибную выносливость;
- расчет диаметров валов;
- обоснование основных параметров шпиндельного узла;
- проработка конструкции привода на компактность расположения элементов кинематики с целью обеспечения наименьших размеров и массы коробки скоростей;
- расчет валов на допустимый прогиб;
- подбор подшипников по критериям работоспособности;
- выбор системы смазки;
- определение нагрузки на привод, выбор электродвигателя и кинематический расчет привода подач.

1.3. Указания к написанию разделов пояснительной записки

Рекомендации по написанию разделов составлены в порядке их расположения в пояснительной записке.

Введение

Указывается происхождение темы и цель работы. Излагается направление решения технической задачи с учетом тенденций развития современного станкостроения. Показывается влияние предлагаемых конструктивных изменений в приводе главного движения на отдельные технико-экономические показатели станка с предварительной качественной и, по возможности, количественной оценкой. Здесь же необходимо сформулировать предпочтительную новизну и актуальность работы, назначение и область применения станка.

Современные тенденции развития станков

Разрабатываемая или модернизируемая конструкция привода главного движения относится к конкретной группе станков, следовательно, отмечать тенденции развития необходимо только данной группы станков. В первую очередь целесообразно отметить уровень режимов резания на сегодняшний день с указанием марок инструментальных материалов, применяемых для обработки деталей в рассматриваемой группе станков. Далее целесообразно выявить конструктивные особенности отдельных элементов привода (шпиндельных узлов, зубчатых колес, подшипников, ременных передач и др.), которые вызваны интенсификацией режимов резания.

Разработка кинематической схемы привода главного движения

Исходными данными для разработки кинематической схемы привода главного движения являются диапазон регулирования частоты вращения шпинделя D_n и мощность, передаваемая приводом N_n . Эти характеристики определяют на основе анализа технологического процесса обработки. Третьей составляющей исходных данных является тип приводного электродвигателя. В приводах главного движения станков применяются двигатели трех типов: асинхронные нерегулируемые, асинхронные регулируемые и высокомоментные постоянного тока. Необходимо обосновать выбор одного из них. Между электродвигателем и шпинделем станка размещается механический редуктор (коробка скоростей), конструктивная сложность которого существенно зависит от типа принятого электродвигателя. Методы построения рациональных кинематических схем приводов с разными электродвигателями приведены далее. Данные методики предусматривают расчеты по определению чисел

зубьев и модулей у зубчатых колес с проверкой на допустимую окружную скорость.

Технические расчеты деталей привода

Расчеты при конструировании приводов станков необходимы для обоснования размеров деталей приводов по критериям работоспособности. Работоспособность зубчатых передач, валов и их опор определяется прочностью и жесткостью конструкции.

Для расчета деталей привода надо знать нагрузки, действующие на каждую деталь. Отправной точкой расчета может служить максимальный момент, развиваемый электродвигателем, численная величина которого рассчитывается по формуле

$$M_{дв} = 9550 N_{дв} / n_n,$$

где $N_{дв}$ – мощность электродвигателя (для регулируемых асинхронных электродвигателей принимать мощность N_{6-4}), кВт; n_n – номинальная частота вращения электродвигателя, мин⁻¹; $M_{дв}$ – в Нм.

Крутящие моменты на валах механического редуктора вычисляются по выражению:

$$M_j = K_M M_{дв} \eta_j / i_j,$$

где K_M – коэффициент, учитывающий перегрузочную способность электродвигателя. Для асинхронных электродвигателей K_M указан в технической характеристике, при отсутствии сведений о нагрузочной способности электродвигателя принимать $K_M = 1,8 \dots 2,5$; η_j – КПД участка цепи от двигателя до рассматриваемого вала; i_j – передаточное отношение кинематической цепи с наименьшим числовым значением от электродвигателя до рассматриваемого вала.

Коэффициенты полезного действия элементов привода считаются независимыми от нагрузки и скорости и принимаются равными:

Передача	КПД
Клиноременная.....	0,94-0,96
Зубчатоременная.....	0,94-0,96
Плоскоременная.....	0,97-0,98
Зубчатая цилиндрическая.....	0,98-0,99
Зубчатая коническая.....	0,96-0,97
Подшипники качения (одна пара).....	0,99
Муфта соединительная.....	0,98

Полученные численные значения моментов по валам редуктора используются для определения диаметров валов за исключением шпиндельного узла, проверки выбранного модуля зубчатых колес на контактную и изгибную

прочность, подбора подшипников, расчетов шпоночных и шлицевых соединений. Диаметр шпинделя определяется по крутящему моменту, если в формулу моментов ставится передаточное отношение той зубчатой пары последнего блока колес в редукторе, которая дает условную расчетную частоту шпинделя, взятую из интервала частот:

$$n_p = n_{\min} \sqrt[4]{n_{\max} / n_{\min}} \dots n_{\min} \sqrt[3]{n_{\max} / n_{\min}} .$$

Методики выполнения подобных расчетов приведены в настоящих теоретических материалах.

После конструктивной проработки на бумаге первоначального варианта конструкции привода выполняются расчеты на допускаемый прогиб валов с последующей коррекцией конструктивного исполнения деталей привода.

Приводы подачи представлены лишь кинематическим расчетом для того, чтобы было можно разработать кинематическую схему всего станка.

Выбор системы смазки привода

В приводах главного движения необходимо обеспечить смазку зубчатых колес и подшипников и решить проблему герметизации выходных и входных валов коробки скоростей.

Подачу смазки к трущимся поверхностям предпочтительнее организовать в автоматическом режиме, используя централизованную систему для подачи дозированной смазки в заданных количествах смазочного материала. В зависимости от условий работы привода необходимо правильно выбрать тип смазочного материала, марку насоса, емкость баков, смазочные питатели и другие вспомогательные устройства.

Заключение

Излагаются основные выводы по решению поставленной задачи в курсовой работе. Необходимо конкретно указать, за счет каких конструктивных решений произведена модернизация привода главного движения или раскрыта конструкция привода по рекламному проспекту станка. Показать какие технико-экономические параметры удалось улучшить по сравнению с прототипом, и каким образом это отразится на области применения станка.

1.4. Требования к оформлению пояснительной записки

Оформление пояснительной записки рекомендуется осуществлять с учетом рекомендаций стандарта предприятия СТП–У–НГТУ–2004.

Общие положения

1. Пояснительная записка должна иметь следующую структуру:

- задание;
- титульный лист;
- аннотацию;
- содержание;
- введение;
- основную часть;
- заключение;
- список литературы;
- приложения;
- спецификацию.

2. На обложку пояснительной записки наклеивается форменный бланк (см. прил. 3).

3. Титульный лист пояснительной записки к курсовому проекту должен соответствовать форме (см. прил. 4).

4. Основная надпись первого листа пояснительной записки должна выполняться по форме 2 ГОСТ 2.104 и заполняться аналогично основной надписи для чертежей по форме 1 ГОСТ 2.104, а последующих листов – по форме 2а ГОСТ 2.104 (см. прил. 5).

5. Текст пояснительных записок выполняют одним из следующих способов:

- рукописным, темными чернилами, четким почерком;
- с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ (принтера) в соответствии с требованиями ГОСТ 2.004. Набор текста производить на бумаге формата А4 (210×297) в текстовом редакторе Microsoft Word шрифтом Times New Roman размером 14 pt через 1,5 интервала. Рекомендуемое значение поля страницы: левое - 30 мм, правое - 15 мм, верхнее и нижнее 20 мм, позиция табуляции - 12,3 мм.

6. Расстояние между заголовком раздела и текстом при выполнении документа машинописным способом должно быть равно 3 - 4 интервалам, при выполнении рукописным способом – 15 мм. При выполнении на компьютере - один дополнительный междустрочный интервал. Между подразделом и текстом дополнительный интервал не ставится.

7. Расстояние от рамки формы до границы текста в начале и в конце строк должно быть не менее 3 мм. Расстояние от верхней и нижней строки текста до верхней и нижней рамки – не менее 10 мм.

Оформление пояснительной записки

1. Текст пояснительной записки разделяют на разделы, подразделы и пункты.

2. Разделы имеют нумерацию в пределах всей пояснительной записки, обозначение ведется арабскими цифрами без точки и название раздела начинается с прописной (заглавной) буквы с использованием абзацевого

отступа. Переносы слов в заголовках не допускаются, точка в конце предложения не ставится. Заголовок может состоять из двух предложений, в этом случае их разделяют точкой. Каждый раздел пояснительной записки рекомендуется начинать с новой страницы. Текст названия раздела, отражающий его содержание, печатается более жирным шрифтом по отношению к основному тексту записки. Например: 3 Конструкция зубчатых ремней.

3. Подразделы записки нумеруются в пределах своего раздела. Номер подраздела состоит из номера раздела и подраздела, разделенных точкой. В конце номера подраздела точка не ставится. Подразделы должны иметь свои заголовки, оформление данного предложения аналогично оформлению заголовка раздела. Например: 3.2 Конструкция ремней различного назначения.

4. Внутри каждого подраздела может быть осуществлена нумерация пунктов, номер пункта состоит из номеров раздела, подраздела и пункта, разделенных точками. Например: 3.1.2 – второй пункт первого подраздела третьего раздела. Пункты, как правило, заголовков не имеют. Пункты, при необходимости, могут быть разбиты на подпункты, которые имеют свою нумерацию в пределах каждого пункта. Например: 3.1.2.1, 3.1.2.2 и т.д.

5. На первом листе пояснительной записки помещают содержание, включающее номера и заголовки разделов и подразделов с указанием номеров страниц.

Слово «Содержание» записывают в виде заголовка с выравниванием по центру с прописной (заглавной) буквы. Наименования, включенные в содержание, записывают строчными буквами, начиная с прописной буквы.

6. В пояснительной записке должны применяться научно-технические термины, обозначения и определения, установленные государственными стандартами.

В тексте пояснительной записки перед обозначением параметра дают его пояснение, например, «Временное сопротивление разрыву σ_b ».

7. Нумерация страниц пояснительной записки и приложений, входящих в состав этой пояснительной записки, должна быть сквозная, первая страница начинается с указания «Содержание».

Титульный лист и аннотация не включаются в общую нумерацию страниц.

8. Текст пояснительной записки должен быть написан четким техническим грамотным языком, не допускающим неоднозначность толкования. Излагать текст записки целесообразно в повествовательной форме, используя глаголы в виде: применяют, указывают, используют и т.д. Кроме того, можно использовать выражения – в случае, может быть, при необходимости, как правило, могут быть и др. При изложении обязательных требований рекомендуется употреблять слова: должен, следует, необходимо, требуется чтобы, не допускается, разрешается только, запрещается, не следует и др.

Формулы и уравнения

1. В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные соответствующими государственными стандартами с использованием системы физических единиц СИ по ГОСТ 8.417-85.

Пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, если они не пояснены ранее в тексте, должны быть приведены непосредственно под формулой. Пояснения каждого символа следует давать с новой строки в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Первая строка пояснения должна начинаться со слова «где» без двоеточия после него.

Пример: Плотность каждого образца ρ , кг/м³, вычисляют по формуле

$$\rho = m/V, \quad (1)$$

где m – масса образца, кг.

V – объем образца, м³.

2. Формулы должны нумероваться сквозной нумерацией арабскими цифрами, которые записываются на уровне формулы справа в круглых скобках. Одну формулу обозначают – (1).

Допускается нумерация формул в пределах раздела. В этом случае номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, отделенного точкой, например, формула (2.1) – первая формула второго раздела.

3. Ссылки в тексте на порядковые номера формул дают в скобках, например, ... в формуле (1).

4. Порядок оформления в пояснительных записках математических уравнений такой же, как и формул.

Иллюстрации и рисунки

1. Иллюстрации в записке обозначаются словом «Рисунок» и нумеруются арабскими цифрами сквозной нумерацией или нумерацией в пределах раздела. Например: Рисунок 3.4 – четвертый рисунок третьего раздела или Рисунок Г.1 – первый рисунок приложения Г.

2. Иллюстрации располагаются по тексту пояснительной записки в местах первого их указания.

3. При ссылках на иллюстрации следует писать «... в соответствии с рисунком 4» при сквозной нумерации и «... в соответствии с рисунком 4.2» при нумерации в пределах раздела.

4. Иллюстрации, при необходимости, могут иметь наименование и пояснительные данные (подрисовочный текст). Слово «Рисунок» и наименование располагают следующим образом: «Рисунок 2 – Детали прибора».

Оформление таблиц

1. Таблицы следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Допускается нумеровать таблицы в пределах раздела. В этом случае номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера, разделённых точкой, например: таблица 3.1 или таблица А.1, если она приведена в приложении А.

2. Заголовки граф и строк таблицы следует писать с прописной буквы, а подзаголовки граф – со строчной буквы, если они составляют одно предложение с заголовком, или с прописной буквы, если они имеют самостоятельное значение. В конце заголовков и подзаголовков таблиц точки не ставят. Заголовки и подзаголовки граф указывают в единственном числе.

3. Таблицы слева, справа, сверху и снизу ограничивают линиями.

Высота строк таблицы должна быть не менее 8 мм.

4. Таблицу, в зависимости от её размера, помещают под текстом, в котором впервые дана ссылка на неё, или на следующей странице, а при необходимости, в приложении к пояснительной записке.

Допускается помещать таблицу вдоль длинной стороны листа пояснительной записки.

5. Если строки или графы таблицы выходят за формат страницы, её делят на части, помещая одну часть под другой или рядом, при этом в каждой части таблицы повторяют её головку и боковик. При делении таблицы на части допускается её головку или боковик заменять соответственно номером граф и строк. При этом нумеруют арабскими цифрами графы и (или) строки первой части таблицы.

Слово «Таблица» указывают один раз слева над первой частью таблицы, над другими частями пишут слова «Продолжение таблицы» с указанием номера (обозначения) таблицы.

6. Если все показатели, приведенные в графах таблицы, выражены в одной и той же единице физической величины, то её обозначение необходимо помещать над таблицей справа, а при делении таблицы на части – над каждой её частью.

7. Цифры в графах таблиц должны проставляться так, чтобы разряды чисел во всей графе были расположены один под другим, если они относятся к одному показателю. В одной графе должно быть соблюдено, как правило, одинаковое количество десятичных знаков для всех значений величин.

8. Пример построения таблицы.

Таблица 2.1 – Допустимые давления К для направляющих, Па

Тип направляющих качения	Давления К для направляющих из			
	стали при			чугуна
	сквозной закалке	закалке ТВЧ	азотировании	
Шариковые	6	5	4	0,2
С короткими роликами	200	180	150	20,0
С длинными роликами	150	130	100	15,0

Описание библиографического списка

Список используемой литературы является составной частью пояснительной записки, которая отражает степень изученности студентом литературы по решаемой технической задаче. Формировать список литературы рекомендуется в порядке ссылки на неё по тексту пояснительной записки. Описание технической литературы ведется по определенным правилам. Приведем образцы оформления литературы разного назначения и с разным числом авторов.

1. ГОСТ 30419-96. Устройства воздухообеспечения тормозного оборудования. Компрессоры. – Введ. 1998-06-01. – М.: Изд-во стандартов, 1997.– 6 с.

2. Тарг, С. М. Краткий курс теоретической механики: учеб. для вузов / С. М. Тарг. – 11-е изд. – М.: Высш. шк., 1995. – 446 с.

3. Колесов, Н. В. Графоаналитическая модель винтовых поверхностей / Н. В. Колесов, Д. В. Андреев, С. В. Григорьев // СТИН. – 1997. № 6. – С.23–25.

4. Сбалансированные манипуляторы / И. Л. Владов [и др.] / под ред. П. Н. Беянина. – М.: Машиностроение, 1988. – 264 с.

1.5. Требования к оформлению графических материалов

Графические материалы курсовой работы оформляются в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД на листах бумаги формата А1, причем сборочные и рабочие чертежи желательно выполнять в масштабе 1:1.

Указания к оформлению чертежа общего вида

Чертеж общего вида станка дается в двух проекциях с указанием:

- габаритных размеров станка;
- крайних положений подвижных станочных узлов;

- надписей на проекциях (или спецификацией) основных станочных узлов;
- краткой технической характеристики;
- типа фундамента и способа крепления станка к фундаменту.

Указания к оформлению сборочного чертежа

Сборочные чертежи привода главного движения изображаются в функциональном положении и должны содержать:

- минимальное количество проекций, разрезов и сечений, дающих однозначное представление о конструкции;
- исполнительные размеры с указанием предельных отклонений, которые используются при детализовке и сборке;
- сопряженные размеры с обозначением посадок;
- линейные размерные цепи;
- номера позиций деталей привода для составления спецификаций сборочной единицы (спецификацию составляют на отдельных листах в приложениях к записке);
- технические требования к сборке:
 - а) требования к точности монтажа (к настройке и регулировке отдельных элементов, допуски на биение шпинделя и др.);
 - б) требования по эксплуатации (марка смазочного материала и его количество, обвязать проволокой регулировочные кольца, натяг прижимных планок, предварительный натяг тарельчатых пружин и др.);
 - в) указания по обработке деталей, предусмотренные в процессе сборки и после её.

Указания к оформлению кинематической схемы

Кинематическая схема – конструкторский документ, показывающий принцип работы станка и согласование относительных перемещений инструмента и заготовки, осуществляемых с помощью кинематических цепей. Совокупность кинематических цепей образует кинематическую схему станка, в которой механические передачи изображаются в виде условных элементов по ГОСТ 2.770-68.

1. Кинематическая схема вычерчивается, как правило, в виде развертки. Элементы механического редуктора располагаются в наиболее удобных для изображения положениях, отличающихся от действительного пространственного их положения в механизме. Если сопряженные кинематические пары вычерчены отдельно, их соединяют штриховой линией. Пересекающиеся валы в местах пересечения изображают без разрыва.

2. Условные знаки, применяемые в схемах, вычерчивают, не придерживаясь масштаба изображения. Однако соотношение размеров в условных графических изображениях двух взаимодействующих элементов привода должно соответствовать фактическим соотношениям их размеров. При изображении валов, осей, стержней и других деталей применяют сплошные (основные) линии толщиной s . Подшипники, зубчатые колеса, шкивы, муфты, двигатели обводят линиями в два раза тоньше, т.е. $s/2$. Тонкой линией вычерчивают осевые линии, окружности зубчатых колес, шпонки, цепи.

3. Каждый элемент кинематической схемы имеет линию выноски, с основной характеристикой данного элемента:

- тип, мощность и частоту вращения электродвигателя. Например: АИРМ132М2, $N = 11$ кВт, $n = 2915$ мин⁻¹ или 4ПФ112М, $N = 5,5$ кВт, $n = 1000/5000$ мин⁻¹, или 1РН7101-2NF, $N = 3,7/4,9$ кВт, $n = /500/8200/6500$ мин⁻¹;
- число зубьев и модуль для зубчатых колес. Например: $z_5 = 35$, $m = 3$;
- модуль и число заходов у червяка;
- шаг и число заходов у ходовых винтов;
- модуль у рейки;
- диаметр шкива ременной передачи (с клиновыми и плоскими ремнями) и число зубьев шкива и модуль для зубчатых ремней;
- нумерацию валов римскими цифрами, начиная от электродвигателя;
- интервал частот вращения шпинделя (число двойных ходов стола у продольно-фрезерных станков).

4. При наличии в кинематической схеме гидравлических или пневматических устройств их также обозначают условными графическими знаками по ГОСТ 2.701-84 и ГОСТ 2.704-76 с указанием основных характеристик.

1.6. Организация выполнения курсовой работы

Задание на курсовую работу выдается на бланке установленной формы в начале седьмого семестра руководителем работы, которого назначает кафедра из числа преподавателей. Одновременно с заданием выдается календарный график выполнения курсовой работы, в котором указываются сроки выполнения отдельных её этапов и контроля за самостоятельной работой студента. За нарушение графика в сторону увеличения сроков выполнения работы преподаватель имеет право снижать итоговую оценку на один бал. Если студент защищает курсовую работу в начале экзаменационной сессии, то её прием осуществляет комиссия из 2-3 преподавателей, назначенная заведующим кафедрой.

Руководитель работы оказывает студенту методическую помощь в разработке всех разделов технического задания, поощряя при этом его самостоятельность и творческую активность. Консультации проводятся по расписанию кафедры, не реже одного раза в неделю. Работа оценивается по четырехбалльной системе.

Весь процесс выполнения дипломного проекта следует осуществить поэтапно:

- ознакомиться с объемом предстоящей работы и основными требованиями, предъявляемыми к ней;
- выявить современные тенденции развития той группы станков, к которой принадлежит станок, указанный в задании работы;
- определить область функционального назначения станка;
- составить чертеж детали-представителя, которая будет обрабатываться на модернизируемом станке;
- разработать технологический маршрут обработки детали-представителя;
- рассчитать режимы резания с учетом применения современных инструментальных материалов;
- установить интервалы частот вращения шпинделя и мощности двигателей привода главного движения и приводов подач;
- разработать кинематическую схему станка;
- выполнить технические расчеты по обоснованию параметров всех элементов привода главного движения;
- разработать конструкцию привода главного движения станка;
- написать и оформить пояснительную записку;
- представить в чертежах графические материалы, выполненные на компьютере;
- защитить курсовую работу.

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ОБОСНОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

2.1. Электродвигатели

Для приводов главного движения в современных станках в качестве источника движения применяются регулируемые электродвигатели разных типов, позволяющие бесступенчато регулировать частоту вращения шпинделя и автоматически устанавливать необходимую скорость резания в соответствии с режимами резания. При этом механическая часть привода существенно упрощается.

Регулируемые электродвигатели позволяют менять частоту вращения выходного вала от нуля до некоторой максимальной величины $n_{\max}$ (для конкретного электродвигателя своя максимальная частота), но при этом выходные силовые характеристики двигателя меняются. Типовая диаграмма силовых возможностей регулируемых электродвигателей приведена на рисунке 2.1. В зоне I регулирование частоты вращения двигателя от нуля до номинальной частоты n_H происходит при постоянном номинальном крутящем моменте M_H . Мощность двигателя при этом возрастает от нуля до номинального значения N_H , которое является максимальным.

В зоне II частота вращения ротора регулируется от n_H до $n_{\max}$ при постоянной номинальной мощности N_H , а момент M_H при этом уменьшается.

Зона III характеризуется дальнейшим ростом частоты вращения ротора с падением мощности и крутящего момента. Данная зона регулирования в станках практически не используется, или используется в крайне редких случаях, например, для обеспечения высокой шероховатости на обрабатываемой поверхности при очень малых припусках на обработку.

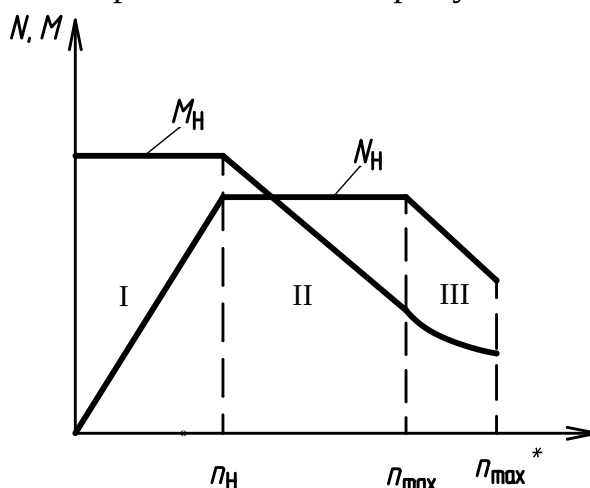


Рисунок 2.1 – Зависимость предельной мощности N и предельного момента M на выходном валу ротора электродвигателя от частоты вращения n

Выявить зоны регулирования можно по технической характеристике электродвигателя. Для двигателей постоянного тока серии 2ПФ и 4ПФ указаны

характеристики в которых для каждой марки двигателя указаны номинальная и максимальная частоты вращения.

В первой зоне регулирования с постоянным моментом M_H на выходе изменение частоты вращения двигателя осуществляется изменением напряжения U от нуля до U_H , а в зоне II (рисунок 2.1) – изменением магнитного потока от Φ_H до Φ_{min} . Такое управление двигателем удобно в практическом отношении, что отчетливо видно из формулы частоты вращения электродвигателя постоянного тока:

$$n = \frac{U - JR}{C\Phi},$$

где U – напряжение постоянного тока; J – сила тока в обмотках якоря; R – сопротивление цепи якоря; C – конструктивная постоянная двигателя; Φ – магнитный поток возбуждения двигателя.

В настоящее время в отечественном станкостроении находят применение регулируемые асинхронные электродвигатели двух разновидностей. Первая разновидность – это специальные электродвигатели для приводов главного движения станков фирмы «Siemens» (Германия) серии 1PH7 и 1PH4, которые являются асинхронными электродвигателями с короткозамкнутым ротором с принудительным воздушным и водяным охлаждениями соответственно.

Типовые диаграммы мощности и числа оборотов рассматриваемых двигателей приведены на рисунке 2.2, при условии, что обмотки статора включены по схеме «звезда». Диаграмма мощности характеризует перегрузочную способность двигателя при разных режимах его работы.

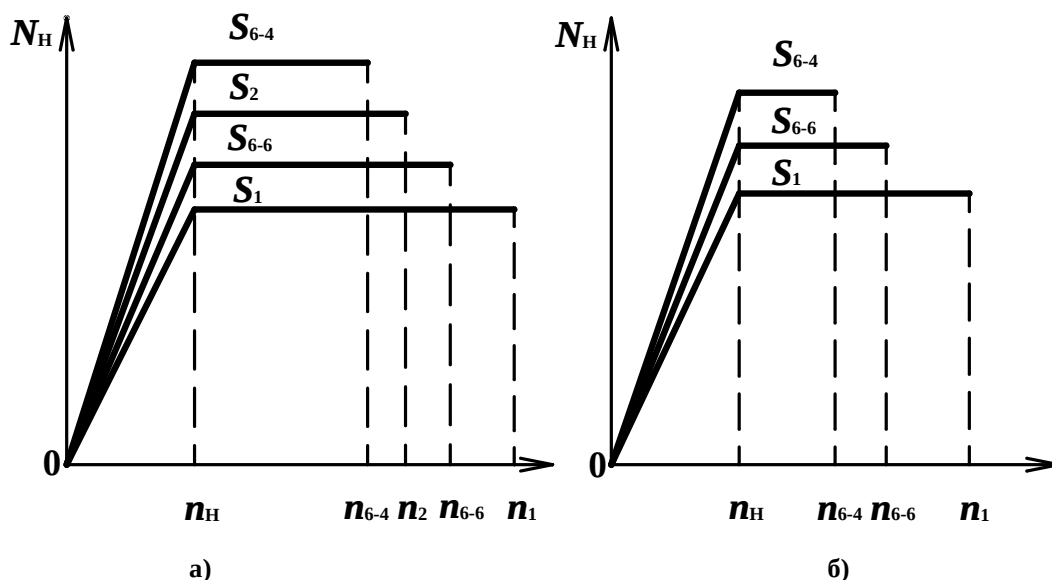


Рисунок 2.2. Диаграммы мощности и числа оборотов при разных режимах работы двигателей: а - серии 1PH7; б - серии 1PH4

На рисунках и в таблицах приложения приняты следующие обозначения:

- N_H - номинальная мощность электродвигателя;

- n_H - номинальная частота вращения ротора;
- S_1 - продолжительный режим работы двигателя под постоянной нагрузкой;
- S_{6-6} - непрерывный режим работы с прерывающейся нагрузкой и относительной продолжительностью включения в 60% при максимальной продолжительности цикла в 10 мин;
- S_{6-4} - аналогично, но с относительной продолжительностью включения в 40%;
- S_2 - режим работы с продолжительностью включения в 30 мин с последующей остановкой двигателя;
- n_1 - максимальная частота вращения двигателя в режиме работы S_1 ;
- n_{6-6} - максимальная частота вращения двигателя в режиме работы S_{6-6} ;
- n_2, n_{6-4} - аналогично для режимов работы S_2 и S_{6-4} ;
- $N_1, N_2, N_{6-4}, N_{6-6}$ - значения мощности двигателя для режимов работы $S_1, S_2, S_{6-4}, S_{6-6}$ соответственно.

Другой важной характеристикой двигателя является развиваемый им крутящий момент. Мощность N и крутящий момент M связаны между собой математической зависимостью:

$$N = M\omega,$$

где ω – угловая скорость, с^{-1} ; M – в Нм; N – мощность, Вт.

Если воспользоваться выражением $\omega = \pi n/30$, получим формулу $M = 9550N/n$, в которой мощность принята в кВт.

Для выбранного в процессе проектирования привода с электродвигателем переменного тока определенной мощности целесообразно построить совместную диаграмму мощности и крутящего момента, которая потребуется для проектирования механического редуктора. На рисунке 2.3 приведена такая диаграмма для электродвигателя модели 1PH7131-2NF, имеющего номинальную частоту вращения ротора 1500 мин^{-1} . На этой частоте двигатель имеет номинальную мощность $N_H = 11 \text{ кВт}$ и номинальный момент $M_H = 70 \text{ Нм}$, которые может развивать двигатель в режиме S_1 . Верхние пунктирные линии показывают максимально возможные силовые характеристики электродвигателя в режиме S_{6-4} . В интервале частот вращения ротора от 43 до 1500 мин^{-1} максимальный момент составляет 105 Нм , а в интервале частот от 1500 до 4500 мин^{-1} мощность двигателя возрастает до $16,5 \text{ кВт}$.

Силовые возможности электродвигателя при других режимах работы располагаются между линиями рассмотренных условий эксплуатации электродвигателя. На рисунке 2.3 силовые характеристики для режимов S_2 и S_{6-6} показаны только на диаграмме мощности.

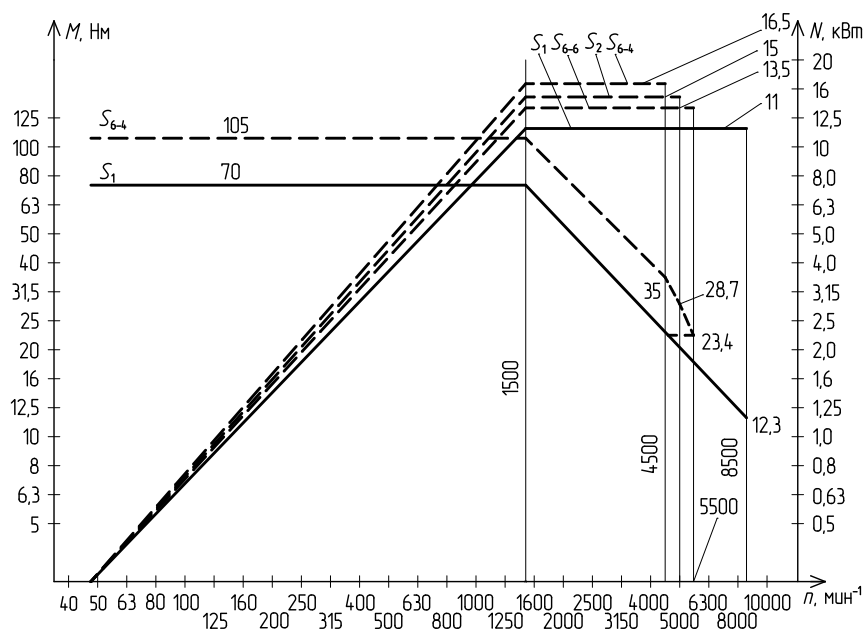


Рисунок 2.3. Диаграмма мощности и крутящего момента для двигателя 1PH7131-2NF с разными режимами работы

К числу специализированных регулируемых асинхронных электродвигателей переменного тока, которые можно применять в приводах металлорежущих станков, следует отнести двигатели Владимирского электромоторного завода (ОАО «ВЭМЗ») серии АДЧР. Двигатели этой серии оснащены принудительной воздушной вентиляцией, что позволяет снять ограничение по практическому использованию минимальных частот вращения, электромагнитным тормозом, позволяющим снять проблемы с удержанием нагрузки на привод при отключенном силовом питании двигателя, и датчиком обратной связи по скорости и положению (энкодер), решающим задачи контроля за реальными частотой вращения и угловым положением выходного вала двигателя.

Изменение частоты вращения двигателя осуществляется с помощью специального устройства - инвертора, входящего в состав регулируемого привода и формирующего уровень напряжения, подаваемого на двигатель, пропорционально изменению частоты подводимого тока.

Технические характеристики двигателей АДЧР позволяют выявить все три зоны регулирования двигателей, для зоны III численные значения моментов не указаны (завод изготовитель не приводит этих данных). Типовая диаграмма силовых характеристик двигателей данной серии подобна диаграмме для двигателей постоянного тока (см. рисунок 2.1). Изменение мощности и моментов в зонах I и II для разных режимов работы электродвигателей не предусмотрено, поскольку перегрузочная способность по моментам в 2...2,5 раза возможна лишь в пределах 30 с. в силу технических возможностей современных инверторов для подобных двигателей. В этом отношении

асинхронные регулируемые электродвигатели фирмы «Siemens» такую возможность имеют (см. рисунок 2.2).

Фирма ОАО «ВЭМЗ» для станков с ЧПУ выпускает также серводвигатели СДЧР – синхронные электродвигатели с ротором на постоянных магнитах, имеющими больший в сравнении с АДЧР диапазон регулирования по частоте вращения, начиная с нуля оборотов в минуту. Другое направление развития приводов станков с регулируемыми асинхронными электродвигателями связано с использованием серийных асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором общего назначения в комплекте с частотными преобразователями. Практический интерес к приводам с такими электродвигателями для металлорежущих станков связан с теми достоинствами, которыми обладают сами двигатели, а именно:

- стоимость асинхронных двигателей относительно других типов подобных машин не высока, поскольку в стране налажено крупносерийное их производство;
- большая эксплуатационная надежность с минимальными затратами на обслуживание;
- высокий КПД и жесткая механическая характеристика в области рабочих нагрузок;
- наилучшее соотношение массы двигателя и выходной мощности по отношению к другим типам двигателей;
- высокая перегрузочная способность.

Приведем математические зависимости, связывающие отдельные технические характеристики электродвигателей.

Номинальный момент M_H , развиваемый двигателем, и отдаваемая им номинальная (полезная) мощность N_H , как показано раньше, образуют формулу

$$M_H = 9550 N_H / n_H.$$

Полная мощность N_1 , потребляемая электродвигателем:

$$N_1 = \sqrt{3} U_1 J_1,$$

где U_1 - подводимое к двигателю напряжение, В; J_1 - потребляемый линейный ток, А;

N_1 – мощность, Вт.

Активная мощность двигателя определяется по формуле

$$N_a = N_1 \cos \varphi,$$

где $\cos \varphi$ - коэффициент мощности.

КПД двигателя:

$$\eta = N_H / N_a.$$

Номинальная мощность N_H двигателя, кВт:

$$N_H = \sqrt{3} U_1 J_1 \eta \cos \varphi \cdot 10^{-3}.$$

Частота вращения магнитного поля n_1 в статоре двигателя:

$$n_1 = 60 f_1 / p,$$

где $f_1 = 50$ Гц – частота тока питающей сети; p – число пар полюсов.

Относительная разность частот вращения магнитного поля статора и ротора называется скольжением s_H при номинальной частоте вращения ротора:

$$s_{H1} = (n_1 - n_H) / n_1,$$

где n_H – номинальная частота вращения ротора, мин^{-1} .

Отсюда номинальная частота вращения ротора двигателя:

$$n_H = n_1(1 - s_H) \text{ или } n_H = 60 f_1 (1 - s_H) / p.$$

Механическая характеристика электродвигателя определяется по формуле Клосса:

$$M = \frac{2M_K}{s / s_K + s_K / s},$$

где $s_K = s_H (K_M + \sqrt{K_M^2 - 1})$ – критическое значение скольжения; $K_M = M_K / M_H$ – коэффициент, характеризующий перегрузочную способность двигателя; M_K – максимально допустимый момент, развиваемый двигателем.

Механическая характеристика асинхронного электродвигателя может быть представлена в двух вариантах (рисунок 2.4). Зона АВ на рисунке 2.4, а представляет численные значения моментов, на которой допускается эксплуатировать двигатель под нагрузкой. На рисунке 2.4, б допустимая зона эксплуатации двигателя находится в интервале от 0 до s_K . Численные значения моментов вычисляются по формуле Клосса, задаваясь числовыми значениями скольжения в допустимом интервале.

Кривые механической характеристики двигателя указывают на возможность бесступенчатого регулирования частоты вращения его ротора за счет двух параметров s и f_1 (см. формулу номинальной частоты). Изменение скольжения можно осуществить за счет введения дополнительного регулируемого сопротивления в электрическую цепь ротора. Однако в станкостроении такой способ регулирования частоты вращения двигателя не получил практического применения из-за низкого КПД, мягкой механической характеристики и больших потерь в обмотках ротора. Этих недостатков не имеет второй способ регулирования.

Изменение частоты питающей сети открывает возможность прямо пропорционального изменения частоты вращения ротора электродвигателя в обе стороны от номинальной частоты с сохранением высокой нагрузочной

способности и обеспечением жесткой механической характеристики. Частотное регулирование электродвигателя должно осуществляться по закону постоянства магнитного потока, поэтому с изменением частоты тока f_1 необходимо одновременно менять и подводимое напряжение U_1 .

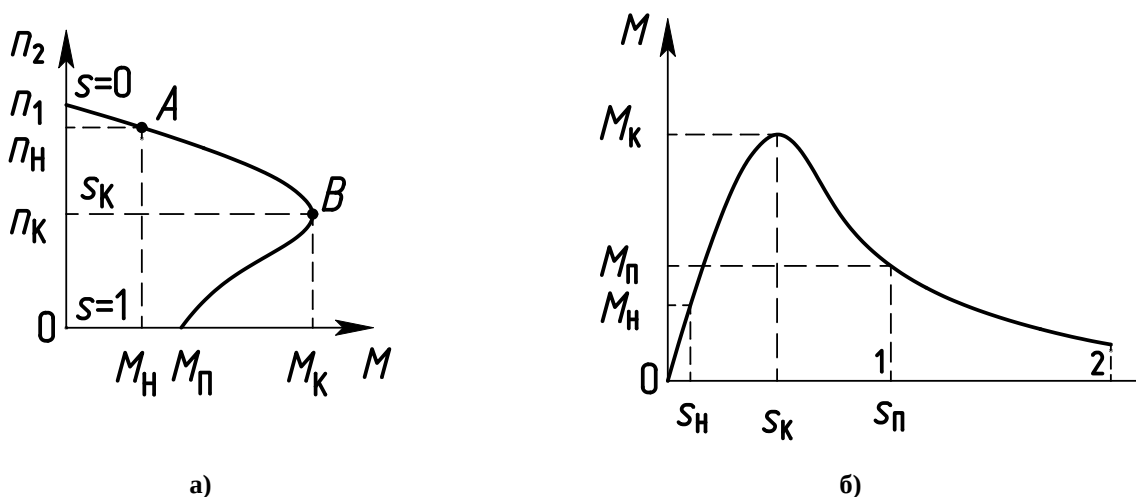


Рисунок 2.4. Механические характеристики асинхронного электродвигателя в функции:
а - момент – частота вращения; б - момент – скольжение

Для поддержания постоянства предельно допустимого момента на участке вращения двигателя от нуля до номинальной частоты n_H используется соотношение $U_1/f_1 = \text{const}$, которое обеспечивает специальное устройство – преобразователь частоты. При этом мощность двигателя изменяется прямо пропорционально изменению частоты вращения его ротора.

На номинальной частоте вращения ротора n_H напряжение U_1 достигает максимального значения и остается неизменным на частотах выше n_H из-за возможности высокого насыщения магнитопровода и опасности быстрого старения изоляции в статоре.

На рисунке 2.5 приведена типовая моментно-скоростная характеристика регулируемого асинхронного двигателя с помощью инвертора, где $f_H = 50\text{Гц}$ – номинальная частота тока, соответствующая номинальной частоте вращения ротора двигателя. Низшей точкой отсчета изменения частоты тока следует считать частоту f_0 , близкую к нулю, если двигатель с принудительной вентиляцией, и $f_0 = 25\text{Гц}$ при охлаждении двигателя естественной вентиляцией.

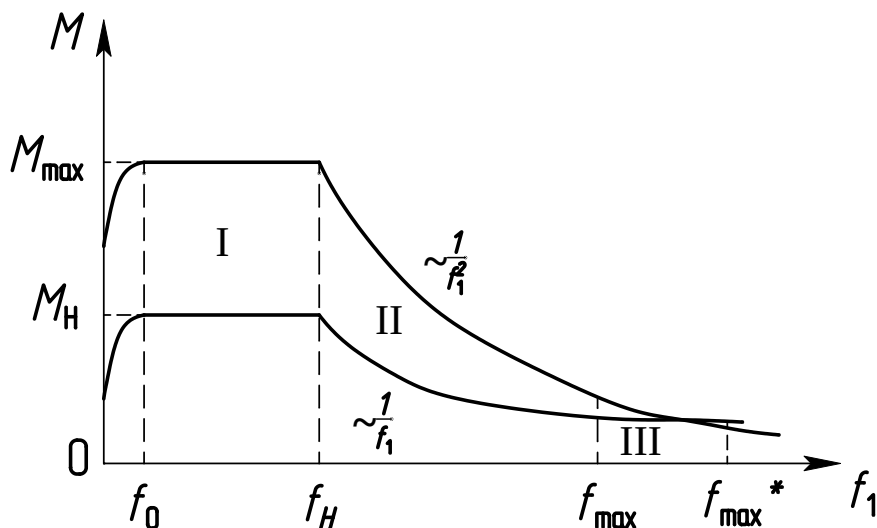


Рисунок 2.5. Зависимость момента от частоты тока питающей сети

Верхняя допустимая частота $f_{\max}$ назначается из условия устойчивости работы двигателя под нагрузкой, при этом коэффициент перегрузки K_M должен быть не менее 1,2...1,3. В этом случае верхняя допустимая точка изменения частоты тока определяется по выражению:

$$f_{\max} = f_H K_M / (1,2 \dots 1,3).$$

Кроме того, напряжение сети, питающей двигатель, должно иметь строгую синусоидальность. Несинусоидальность напряжения влияет на энергетические показатели двигателя (КПД, $\cos\phi$, потери мощности) в сторону их уменьшения. Поэтому для зоны II (двигатель работает с $N = \text{const}$) рекомендуется коэффициент перегрузки принимать равным $K_M = 0,8 M_{\max} / M_H$. Для зоны I (работа двигателя с $M = \text{const}$) коэффициент перегрузки сохраняет свое паспортное значение постоянным. Для зоны III, когда нагрузка на двигатель весьма незначительна, верхняя допустимая частота изменения тока $f_{\max}^*$ равна номинальной частоте f_H , умноженной на коэффициент перегрузки двигателя K_M , т.е. $f_{\max} = f_H K_M$, что соответствует частоте вращения магнитного поля статора. В приводах станков используется работа электродвигателя в I и II зонах.

2.2. Проектирование кинематической схемы привода главного движения

Разработку конструкции привода главного движения металлообрабатывающего станка начинают с проектирования его кинематической схемы, которая во многом предопределяет основные технические характеристики привода:

- общий диапазон регулирования частот вращения шпинделя;

- число ступеней вращения шпинделя в данном диапазоне регулирования;
- максимальную частоту вращения шпинделя;
- мощность привода и диапазон регулирования частоты вращения шпинделя с постоянной мощностью;
- постоянство частоты вращения шпинделя при изменении нагрузки;
- коэффициент полезного действия;
- жесткость привода;
- удобство управления;
- габаритные размеры привода.

Данные характеристики позволяют сравнить между собой разные конструктивные исполнения приводов и выбрать наилучший из них или осуществить модернизацию существующих моделей станков.

2.2.1. Разработка кинематики привода со ступенчатым регулированием частоты вращения

В приводах главного движения станков длительное время использовали асинхронные нерегулируемые двигатели в комплекте с многоступенчатой коробкой скоростей. Такая конструкция привода позволяет сохранять постоянное численное значение передаваемой мощности в широком интервале частот вращения шпинделя, что следует отнести к достоинству привода. Однако такое конструктивное исполнение привода имеет ряд существенных недостатков:

- коробка скоростей получается громоздкой и крупногабаритной из-за наличия большого числа зубчатых колес, валов, подшипников и других деталей;
- повышенный шум;
- отсутствие плавности регулирования частот вращения шпинделя;
- большая разница в численных значениях крутящих моментов на шпинделе на низких и высоких частотах вращения. На малых частотах вращения момент на шпинделе в несколько раз (в 5 – 8 раз) превышает необходимый для выполняемых технологических операций момент резания. На высоких частотах вращения шпинделя соотношения моментов обратное, т.е. привод слаб для скоростного силового резания.

Несмотря на отмеченные недостатки, привода со ступенчатым изменением частот вращения шпинделя до сих пор применяются при новом проектировании станков общего назначения с ручным управлением из-за их относительно небольшой стоимости и высокой надежности. Методика проектирования таких приводов предусматривает проведение следующих процедур:

1. По предварительно рассчитанным режимам резания устанавливается интервал частот вращения ($n_{\min} - n_{\max}$) шпинделя и мощность резания N_p .

2. Находится мощность электродвигателя $N_{дв}$ по наибольшей мощности резания N_p в соотношении $N_{дв} = 1,25N_p$, где коэффициент 1,25 учитывает КПД привода, из каталога асинхронных односкоростных электродвигателей выбирается тип двигателя с мощностью, равной или ближайшей большей расчетному значению $N_{дв}$, и с номинальной частотой вращения, превышающей максимальную расчетную частоту вращения шпинделя n_{max} .

3. Принимается знаменатель геометрического ряда ϕ , представляющий собой отношение двух соседних частот вращения. Для универсального станочного оборудования рекомендуется брать $\phi = 1,26$ или $\phi = 1,41$ как наиболее часто встречающиеся в практике проектирования приводов главного движения.

4. Рассчитывается число скоростей механического редуктора (коробки скоростей) z по формуле

$$z = 1 + \lg D / \lg \phi,$$

где $D = n_{max}/n_{min}$ – диапазон регулирования привода.

Если при расчетах z получилось дробным числом, его округляют до целого числа.

Между D , n , z и ϕ существуют следующие математические зависимости:

$$n_2 = n_1\phi; n_3 = n_2\phi^2 \dots; n_z = n_1\phi^{z-1};$$

$$\phi = \sqrt[z-1]{n_{max} / n_{min}}; D = \phi^{z-1}.$$

5. Представление числа z в виде произведения чисел 3 и 2, если z кратно этим числам. При этом множители 3, независимо от их числа, располагаются впереди множителей 2. Произведения чисел образуют привод (коробку скоростей) с простой множительной структурой, в которой числа 3 и 2 представляют тройные и двойные зубчатые блоки соответственно. Если при разложении числа z на простые множители появляются числа 5 и 7, то последние также представляют в виде суммы и произведения чисел 1, 2 и 3.

Пример:

$$- z = 15 = 3 \cdot 5 = 3 \cdot (1 + 2 + 2) = 3 \cdot 1 + 3 \cdot 2 + 3 \cdot 2 = 3 \cdot (3 + 2) = 3 \cdot 3 + 3 \cdot 2;$$

$$- z = 14 = 2 \cdot 7 = 2 \cdot (1 + 3 \cdot 2) = 2 + 2 \cdot 3 \cdot 2.$$

Такие структуры приводов называются сложенными, т.е. состоящими из суммы двух или трех простых множительных структур.

6. Устанавливаются характеристики u зубчатых блоков привода по следующим правилам. Первый блок (первое число в произведении чисел) множительной структуры имеет характеристику, равную единице (передаточные отношения между колесами данного блока отличаются между собой на величину ϕ), является основным блоком в кинематическом порядке включения. Второй блок в приводе (второе число в произведении чисел) имеет характеристику, равную числу колес в первом блоке (первому числу в

произведении чисел), т.е. передаточные отношения между зубчатыми колесами второго блока отличаются между собой на ϕ в степени, равной числу колес в первом блоке. Второй блок называется первой переборной группой.

Третий блок называется второй переборной группой с характеристикой, равной произведению числа зубчатых колес в предыдущих двух блоках. Число ϕ имеет степень, равную численному показателю характеристики.

По такой закономерности определяются характеристики структурных формул с любым числом зубчатых блоков.

Например, привод станка на 12 скоростей ($z = 12$) имеет структурную формулу $z = 3[1] \cdot 2[3] \cdot 2[6]$. Запись $z = 3[1] \cdot 3[3] \cdot 2[9]$ означает, что редуктор имеет 18 частот вращения с двумя тройными блоками и одним двойным, имеющим характеристику, равную числу 9. Тройные блоки имеют характеристики, равные единице и числу три.

Наибольшую характеристику всегда имеет последний блок, однако численное её значение лимитировано. Для ряда частот с $\phi = 1,26$ максимальное значение характеристики составляет число 9, а для $\phi = 1,41$ – число 6. Если характеристика последнего блока превышает допустимые значения, то необходимо изменить структурную формулу привода – перейти от обычной множительной структуры на сложенную. Для этого число зубчатых колес в последнем блоке надо представить в виде суммы двух чисел.

Например, $z = 3[1] \cdot 3[3] \cdot 3[9] = 3[1] \cdot 3[3] \cdot (1 + 2[9])$. В первом варианте характеристика последнего тройного блока составляет число 18 (между соседними двумя колесами характеристика равна 9, а в сумме 18), а во втором варианте – число 9. Единица означает одиночную передачу, для которой характеристика нелимитированна.

7. Строится график частот вращения. Порядок построения графика следующий:

а. Создается прямоугольная сетка, в которой число вертикальных линий с произвольным интервалом соответствует числу валов коробки скоростей (на две единицы больше числа подвижных блоков, поскольку один вал представляет ротор электродвигателя, а другой вал служит для передачи, соединяющей ротор электродвигателя с первым зубчатым блоком коробки скоростей), а число горизонтальных линий равно числу частот вращения шпинделя, интервал между которыми соответствует $lg\phi$. Частоты вращения шпинделя записываются в конкретных числовых значениях на последнем валу снизу вверх от n_{min} до n_{max} , а на первом валу точкой отмечают номинальную частоту вращения электродвигателя.

б. Построение графика начинается с нанесения на сетку нижней ломаной линии будущего графика, представляющей кинематическую цепь минимальной частоты вращения шпинделя n_1 . При этом желательно, чтобы получилась линия выпуклостью кверху, т.е. пересечение ломаной линией вертикальных линий (валов) происходило в области более высоких частот вращения построенной прямоугольной сетки. Для этого из точки n_1 проводится луч (прямая линия)

кверху до предпоследнего вала таким образом, чтобы он пересекал максимально допустимое число горизонтальных интервалов.

Допустимое число пересекаемых интервалов зависит от параметра ϕ . Для понижающих передач при $\phi = 1,26$ таким числом является цифра 6, а при $\phi = 1,41$ – цифра 4. Для повышающих передач предельные значения интервалов составляют числа 3 и 2 соответственно значениям ϕ .

Из полученной точки предпоследнего вала аналогичным образом проводится другой луч, но при этом число пересекаемых интервалов меньше предельного значения пересекаемых интервалов на одну или две единицы. Допускается пересечение и максимального значения горизонтальных пересекаемых интервалов.

Процесс нанесения на сетку лучей от вала к валу продолжается аналогичным образом до тех пор, пока сможем соединить частоту вращения двигателя с точкой вращения входного вала первого зубчатого блока.

Пример нанесения лучей, образующих нижнюю ломаную линию графика частот вращения, показан на рисунок 2.6, а. Ломаная линия, соединяющая частоты 1455 и 31,5 мин⁻¹, – линия минимальных передаточных отношений элементов (зубчатых и ременных передач) кинематической цепи.

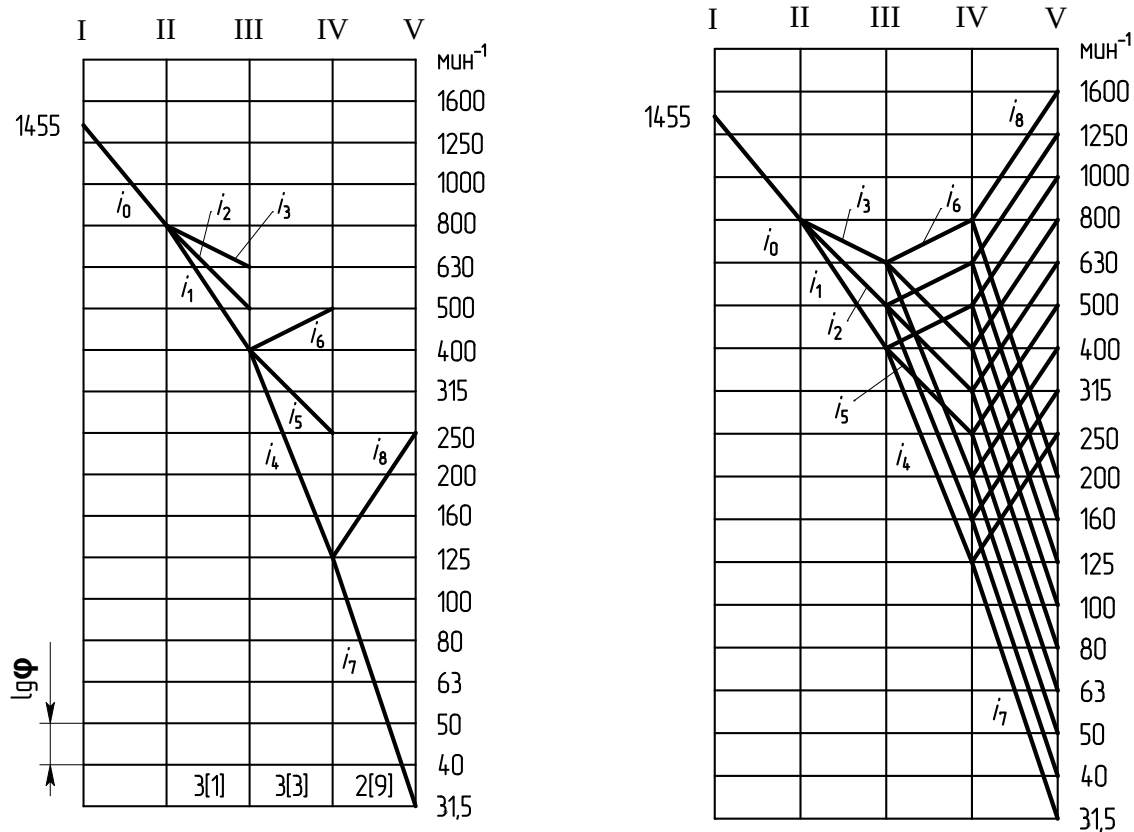


Рисунок 2.6. График частот вращения привода со структурной формулой $z = 3[1] \cdot 3[3] \cdot 2[9]$ с $\phi = 1,26$:

а - начальный этап построения; б - законченный вид графика

В общем случае вариантов построения ломаной линии может быть несколько, поскольку может быть разным число пересекаемых горизонтальных интервалов между соседними валами линией передаточных отношений.

Дальнейшее построение графика ведется с учетом структурной формулы редуктора, из которой принимается во внимание число зубчатых колес в блоках и характеристики при них. На ведомых валах каждого зубчатого блока из точек пересечения их с нижней ломаной линией отсчитывают число интервалов, равное показателю характеристики блока, и ставят точку. Затем соединяют эту точку лучом с точкой частоты вращения входного вала зубчатого блока (точка пересечения входного вала с линией минимальных передаточных отношений). Для двойных блоков процедура построения закончена, а для тройных блоков вновь на ведомом валу отсчитывают число горизонтальных интервалов, равное показателю характеристики блока и получают третью точку, которую соединяют лучом с точкой входа на ведущем валу.

Лучи представляют передаточные отношения i двух зубчатых колес, находящихся в зацеплении. Передаточные отношения на графике обычно нумеруются в последовательности от двигателя к шпинделю. На построение нижней линии будущего графика задействовано только по одному колесу из каждого зубчатого блока, каждый из которых обеспечивает $i_{\min}$.

Словесная форма построения этой стадии графика частот вращения пояснена графическим изображением на рисунке 2.6, а.

Заканчивается построение графика нанесением дублирующих лучей из ещё незадействованных зубчатых колес тройных блоков. Полностью построенный график представлен на рисунке 2.6, б.

8. Определяются числа зубьев колес коробки скоростей по графику частот вращения. Известно, что между передаточным отношением элемента кинематики i , знаменателем геометрического ряда φ и характеристикой передач в блоке колес χ существует математическая связь $i = \varphi^\chi$. Для практических целей эту зависимость удобно представить в виде простых дробей для конкретных значений φ :

$$\varphi = 1,26: i_1 = \frac{1}{1,26} \approx \frac{4}{5}; i_2 = \frac{1}{1,26^2} \approx \frac{7}{11}; i_3 = \frac{1}{1,26^3} \approx \frac{1}{2}; i_4 = \frac{1}{1,26^4} \approx \frac{2}{5};$$

$$i_5 = \frac{1}{1,26^5} \approx \frac{19}{60} \approx \frac{16}{50}; i_6 = \frac{1}{1,26^6} \approx \frac{1}{4};$$

$$\varphi = 1,41: i_1 = \frac{1}{1,41} \approx \frac{5}{7}; i_2 = \frac{1}{1,41^2} \approx \frac{1}{2}; i_3 = \frac{1}{1,41^3} \approx \frac{19}{53} \approx \frac{16}{45}; i_4 = \frac{1}{1,41^4} \approx \frac{1}{4}.$$

Например, для графика по рисунку 2.6, б передаточные отношения зубчатых колес имеют следующий вид: $i_0 = i_1 = \varphi^{-3}$; $i_2 = i_5 = \varphi^{-2}$; $i_3 = \varphi^{-1}$; $i_4 = \varphi^{-5}$; $i_6 = \varphi$; $i_7 = \varphi^{-6}$; $i_8 = \varphi^3$.

Итак, по графику частот вращения рассчитываются передаточные отношения всех элементов привода.

Для прямозубых передач рекомендуется принимать число зубьев шестерни в зависимости от передаточного числа u . Если $u < 3$, то $z_{\min} = 20 \dots 25$, для $u > 3$ число $z_{\min} = 18 \dots 20$. При этом следует учитывать, что с увеличением числа

зубьев в шестерни уменьшается шум от зубчатой передачи при высоких частотах вращения. Поэтому в общем случае можно посоветовать выбор числа зубьев меньшего колеса производить, ориентируясь на данные таблицы 2.32 [18].

Пример. Определить числа зубьев у первого тройного блока по рисунку 2.6, б.

Из графика частот вращения имеем: $i_1 = \frac{1}{1,26^3} \approx \frac{1}{2}$, $i_2 = \frac{1}{1,26^2} \approx \frac{7}{11}$, $i_3 = \frac{1}{1,26} \approx \frac{4}{5}$.

Все передаточные отношения меньше единицы, поэтому перейдем к передаточным числам: $u_1 = 2$; $u_2 = 1,57$; $u_3 = 1,25$. Далее используем ближайшие табличные значения u . По табл. П22 для $u_1 = 2$; $u_2 = 1,58$; $u_3 = 1,26$ находим $\Sigma z = 72$.

Отсюда $i_1 = \frac{24}{48}$, $i_2 = \frac{28}{44}$, $i_3 = \frac{32}{40}$.

Допустимо использовать другой способ определения передаточных чисел зубчатых колес. На графике частот вращения каждый луч (это зубчатая пара) показывает частоты вращения двух соседних валов, между которыми он расположен. Отношение этих частот вращения представляет передаточное число.

Для рассматриваемого примера это имеет вид:

$$u_1 = \frac{800}{400} = 2; u_2 = \frac{800}{500} = 1,6; u_3 = \frac{800}{630} = 1,27.$$

Получим практически те же результаты, что и в первом случае.

Если сумма зубьев Σz между двумя валами задана и известно передаточное отношение зубчатой пары i , то выявить числа зубьев в колесах можно по выражениям:

$$z_1 = i\Sigma z / (i + 1) \text{ и } z_2 = \Sigma z / (i + 1).$$

Для одиночных передач достаточно знать передаточное отношение i зубчатой пары и задаться численным значением зубьев меньшего колеса z_1 . Тогда число зубьев большего колеса z_2 определяется как отношение $z_1/i = z_2$. Варьируя численным значением z_1 , добиваются целого значения z_2 .

Если одиночной передачей является ременная передача, то по передаточному отношению, взятому из графика частот вращения, подбираются диаметры шкивов из нормализованного ряда.

9. Выясняются фактические частоты вращения шпинделя по расчетным значениям чисел зубьев.

Процесс выявления чисел зубьев у колес табличным способом обычно происходит по несколько измененным передаточным отношениям по сравнению с расчетными значениями. Следовательно, необходимо установить фактические частоты вращения шпинделя. Расхождение со стандартным рядом не должно превышать $\pm 2,5\%$ для $\phi = 1,26$ и $\pm 4,1\%$ для $\phi = 1,41$. Если расхождение превышает нормативные значения хотя бы по одному значению

частоты из заданного интервала частот вращения, то необходимо внести коррективы в числа зубьев некоторых пар колес в пределах ± 1 зуб.

Фактические частоты вращения шпинделя вычисляются по уравнениям кинематических цепей для каждой частоты вращения шпинделя, согласно графику частот вращения с первоначально полученным значением чисел зубьев.

Пример. Максимальная частота вращения шпинделя по графику на рисунке 2.7, б составит:

$$n_{18} = 1455 \cdot \frac{28}{51} \cdot \frac{32}{40} \cdot \frac{46}{37} \cdot \frac{67}{34} = 1565 \text{ мин}^{-1}.$$

Отклонение от стандартного значения $n_{18} = 1600 \text{ мин}^{-1}$ составляет:

$$\delta = \frac{1565 - 1600}{1600} = -2,2\%.$$

Погрешность можно уменьшить в 2,7 раза, если изменить число зубьев в последней зубчатой паре $\frac{67}{34}$ на $\frac{67}{33}$, тогда $n_{18} = 1613 \text{ мин}^{-1}$, $\delta = +0,8\%$.

Аналогично выполняются проверки по всем частотам вращения шпинделя.

10. Изображается в графическом виде кинематическая схема привода с указанием числа зубьев колес. На этом этапе проектирования привода целесообразно проработать кинематическую схему на компактность расположения подвижных зубчатых блоков, поскольку это напрямую влияет на размеры валов, а через них на жесткость привода и габариты коробки скоростей.

На рисунке 2.7 приведен пример различного расположения зубчатых блоков на валах коробки скоростей.

Преимущество имеет вариант редуктора на рисунке 2.7, в при условии, что все сравниваемые конструкции коробки скоростей имеют одинаковое количество зубчатых колес. Следует обращать внимание на то, чтобы колеса большого размера располагались ближе к опорам валов.

Размеры коробки скоростей можно дополнительно ещё уменьшить, если использовать вариант привода со связанным колесом (когда одно колесо в приводе работает как ведущим, так и ведомым (рисунок 2.7, г)), что позволяет сократить число зубчатых колес редуктора на одно, а, следовательно, и его осевые размеры. Использование связанных колес упрощает кинематику привода, однако возникает проблема с обеспечением изменений частот вращения выходного вала по геометрическому ряду. Поэтому на практике чаще применяют редукторы с одним связанным колесом, иногда удается разработать конструкцию с двумя связанными колесами. Другие конструкторские приемы по уменьшению осевых и радиальных размеров коробки скоростей изложены в главе «Главный привод» работы [11].

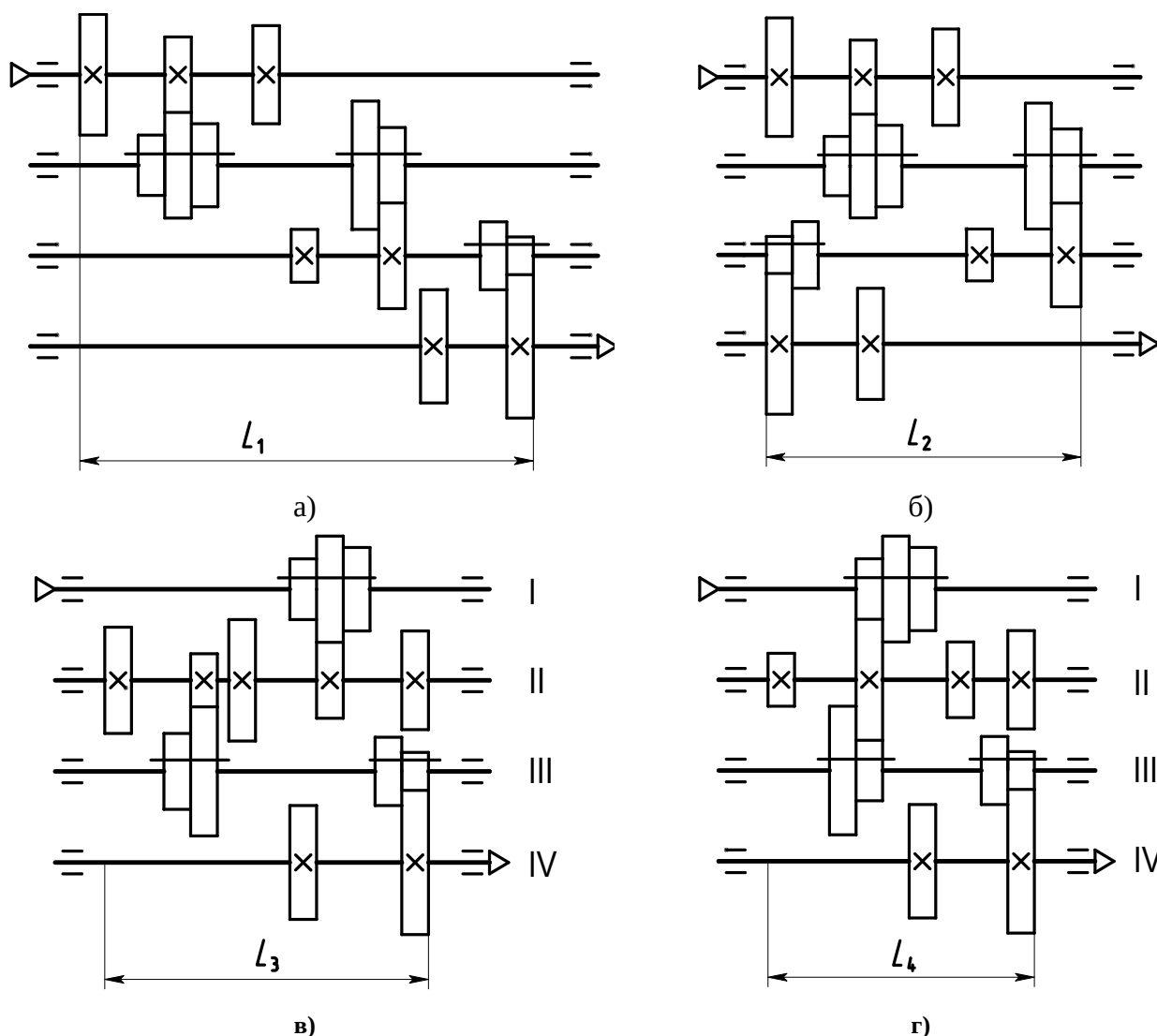


Рисунок 2.7. Варианты расположения подвижных зубчатых блоков на валах коробки скоростей

11. Устанавливаются модули зубчатых колес для проекторочных расчетов по формуле зацепления двух соседних зубчатых колес:

$$m = 2A / (z_1 + z_2) \text{ мм},$$

где A – расстояние между соседними валами; z_1 и z_2 – числа зубьев пары, расположенной между этими валами.

Предварительное значение межосевого расстояния A определяется по выражению [19]:

$$A = K(u + 1) \sqrt[3]{M / u} \text{ мм},$$

где K – коэффициент, учитывающий твердость зубьев: $K = 6$, если твердость больше 45HRC и $K = 8$, если твердость меньше 350HB; u – передаточное число; M – крутящий момент на ведомом валу, Нм.

Расчетные значения модуля округляются до величины, входящей в стандартные ряды, которые в дальнейшем уточняются по критериям на контактную и изгибную прочность.

12. Проверяются зубчатые колеса на допустимую окружную скорость по формуле

$$V = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000},$$

где d – делительный диаметр зубчатого колеса, мм; n – максимальная частота вращения, проверяемого колеса, мин^{-1} .

В зависимости от максимальной окружной скорости и типа колес назначается степень точности их изготовления.

На этом кинематические расчеты привода заканчиваются и в дальнейшем проводятся силовые расчеты всех его элементов.

2.2.2. Разработка кинематики привода с бесступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя

Современная тенденция развития приводов главного движения станков и в особенности многоцелевых станков с ЧПУ связана с сокращением числа промежуточных механических элементов между шпинделем и электродвигателем. Однако прямое соединение выходного вала регулируемого электродвигателя со шпинделем в большинстве случаев практически невозможно из-за резкого уменьшения диапазона регулирования частоты вращения шпинделя с постоянной мощностью, а, следовательно, и существенного снижения области применения станка. Кроме этого, механический редуктор даже в упрощенном варианте (одна или две зубчатые передачи) сглаживает неравномерность вращения ротора двигателя на низких частотах его вращения. Поэтому для современных электродвигателей, применяемых в приводах главного движения станков, нужны механические редукторы.

В приводах с бесступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя используется комбинированная система управления, состоящая из зоны регулирования электродвигателя с постоянной мощностью $D_{\text{ДВ}}$ и зоны регулирования коробки скоростей $D_{\text{К}}$, а общий диапазон привода D равен произведению этих диапазонов, т.е. $D = D_{\text{ДВ}} D_{\text{К}}$.

Диапазон регулирования электродвигателя с постоянной мощностью рассчитывается по выражению:

$$D_{\text{ДВ}} = n_{\text{max,ДВ}} / n_{\text{н,ДВ}},$$

где $n_{\text{н,ДВ}}$ и $n_{\text{max,ДВ}}$ – номинальная и максимальная частоты вращения соответствующего типа электродвигателя. Для асинхронных регулируемых электродвигателей значения этих частот принимаются для режима S1.

Определение числового значения мощности регулируемых электродвигателей предлагается производить общеизвестным способом – по наибольшей мощности резания из возможных выполняемых технологических операций или переходов на станке, умноженной на коэффициент 1,25. И по этой рассчитанной мощности следует выбирать из каталога тип электродвигателя, за исключением специальных асинхронных электродвигателей серии 1PH7 и 1PH4, для которых тип двигателя рекомендуется определять по мощности двигателя в режиме его работы S6-4, поскольку двигатели имеют разную мощность при различных режимах работы.

Число ступеней коробки скоростей рассчитывается по формуле

$$z = \lg D / \lg D_{\text{дв.}}$$

Если число z получается дробным, то его следует округлить до ближайшего целого. При округлении в меньшую сторону, нижняя часть заданного диапазона регулирования шпинделя будет осуществляться с постоянным моментом. При округлении в большую сторону регулирование частоты вращения шпинделя во всем диапазоне производится при постоянной мощности. Однако охватить весь диапазон регулирования шпинделя с постоянной мощностью в современных станках, особенно в многоцелевых станках с ЧПУ, становится все сложнее, поскольку он достигает чисел 200...250 и более. Это обстоятельство связано с достижениями в области инструментальных материалов. Использование режущего инструмента из твердого сплава с износостойкими покрытиями, керамики, кубического нитрида бора и др. на порядок (в 10 и более раз) поднимает скорости резания. Следовательно, нужны приводы с высокими частотами вращения шпинделя. В то же время ряд таких технологических операций, как резьбонарезание, развертывание, зенкерование и др. требуют низких частот вращения шпинделя, поэтому приходится применять двухзонное регулирование. В областях высоких частот вращения регулирование шпинделя производится с постоянной мощностью, а в области низких частот – с постоянным моментом, чтобы не усложнять механическую часть привода. Кроме того, следует отметить, что для выполнения указанных технологических операций полной мощности от привода не требуется.

С учетом изложенного практичнее конструировать коробки скоростей на 2, 3 или 4 ступени со знаменателем ряда $\phi = 1,26$. Причем целесообразно отказаться от использования тройных блоков зубчатых колес, а применять только двойные блоки. Если $z = 4$, то редуктор будет с двумя двойными блоками. При $z = 3$ редуктор лучше проектировать со сложной структурой, то есть $z = 2 + 1$. Типовые разновидности кинематических схем коробок скоростей приведены на рисунок 2.8 с прямозубыми и косозубыми колесами. Сложную структуру имеют схемы (рисунок 2.8, с, ж, з). Принцип переключения зубчатых колес понятен из рисунков схем. Пояснения требует лишь кинематическая схема на рисунке 2.8, и с тремя потоками передачи движения. Передача крутящего

момента через три ветви параллельно работающих зубчатых колес уменьшает нагрузки на зубья в три раза и разгружает опоры центрального колеса от радиальных сил, что, в конечном итоге, обеспечивает компактность редуктора. Данная схема обеспечивает движение по двум кинематическим цепям.

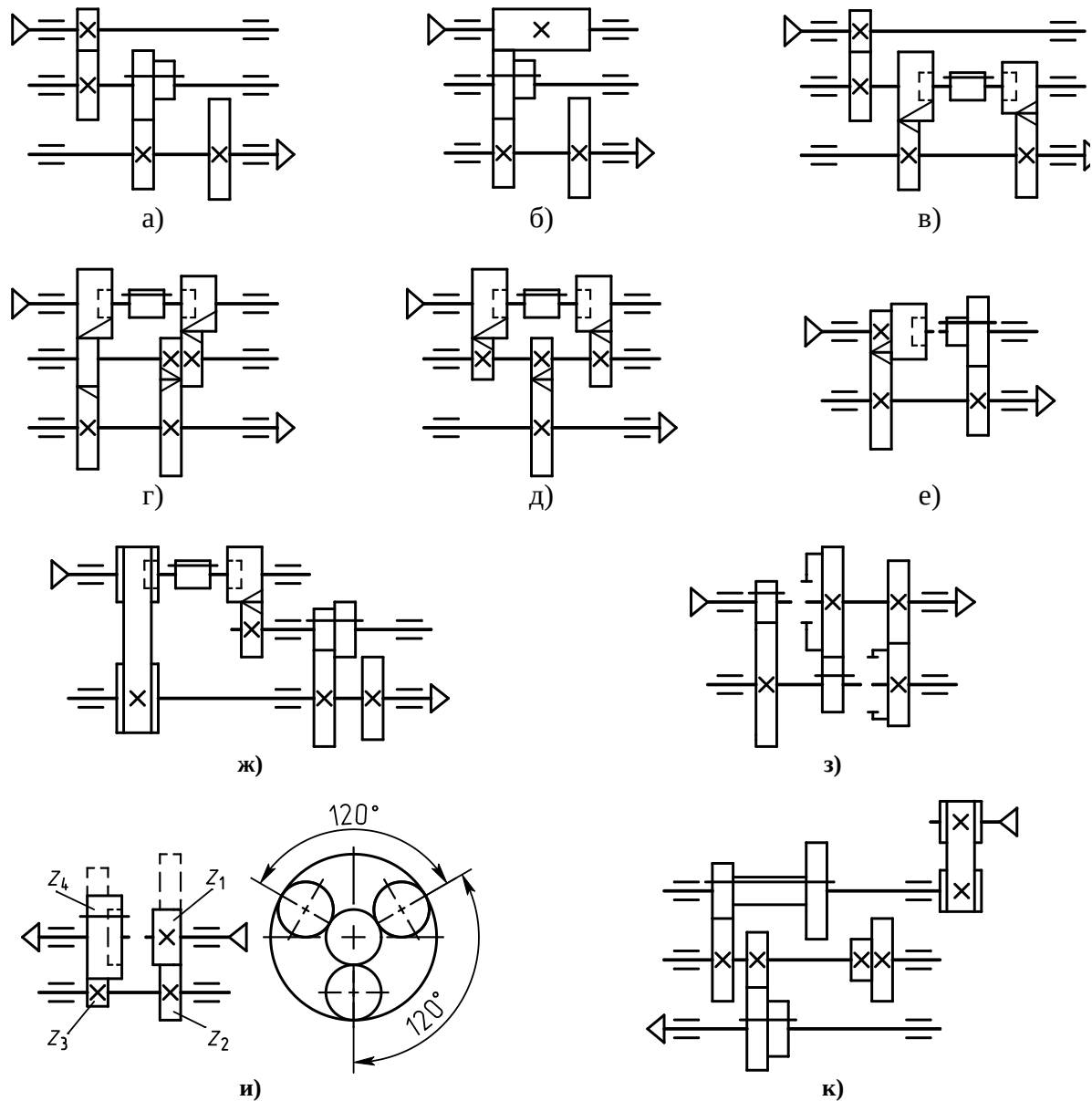


Рисунок 2.8. Разновидности кинематических схем коробок скоростей для регулируемых приводов главного движения

Первая кинематическая цепь соединяет выходной вал с валом электродвигателя напрямую (передаточное отношение $i = 1$) при смещении колеса z_4 вправо до зацепления с колесом z_1 . Вторая цепь обеспечивает вращение выходного вала с передаточным отношением $i = \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}$ при крайнем левом положении колеса z_4 . Конструктивное решение такой кинематической схемы дано на рисунке 2.9. Двухступенчатая коробка скоростей

присоединяется непосредственно к электродвигателю 1, а выходной вал редуктора соединен со шкивом ременной передачи 2.

В коробках скоростей с косозубыми колесами предпочтительнее использовать кулачковые или зубчатые муфты для переключения зубчатых колес, особенно при высоких частотах вращения. При средних и низких частотах вращения допустимо использование электромагнитных муфт.

Применение ременных передач благоприятно сказывается на динамических характеристиках привода, поскольку они хорошо гасят вынужденные колебания и имеют более высокие, чем зубчатые колеса, допустимые окружные скорости. Рекомендуется принимать передаточные отношения ременной передачи в пределах $i = 0,4...1$ и использовать её непосредственно для вращения шпинделя, если частота вращения последнего более 3500 мин^{-1} .

Характерной особенностью всех кинематических схем, приведенных на рисунок 2.9, является то обстоятельство, что в них рекомендуется использовать зубчатые колеса с передаточными отношениями, лежащими в пределах $1/4 \leq i \leq 1$, для избегания падения передаваемого крутящего момента на высоких частотах вращения шпинделя, т.е. в схемах должны отсутствовать повышающие передачи. Такое ограничение передаточных отношений у зубчатых колес приводит к сужению общего диапазона регулирования привода главного движения с постоянной мощностью. Обеспечить необходимый крутящий момент на высоких частотах вращения шпинделя с сохранением широкого диапазона регулирования с постоянной мощностью можно двумя способами: использовать другой электродвигатель с более широким диапазоном регулирования с постоянной мощностью или увеличить числа зубчатых колес и валов, участвующих в передаче крутящего момента.

Подбор конкретных численных значений зубьев колес в коробке скоростей производится на основании графика частот вращения, построение которого ведется в основном по тем же правилам, что и для приводов со ступенчатым регулированием, но с некоторыми особенностями.

На первом валу графика частот вращения шпинделя откладываются две точки, соответствующие номинальной и максимальной частотам вращения электродвигателя, число горизонтальных интервалов между которыми характеризует диапазон регулирования двигателя с $N = \text{const}$. Чем больше это число, тем проще будет коробка скоростей.

Для построения графика частот вращения шпинделя станка следует выполнять условие, при котором диапазоны регулирования зубчатых колес должны увеличиваться в направлении от электродвигателя к шпинделю (рисунок 2.10, а) или чтобы эти диапазоны были одинаковыми (рисунок 2.10, б).

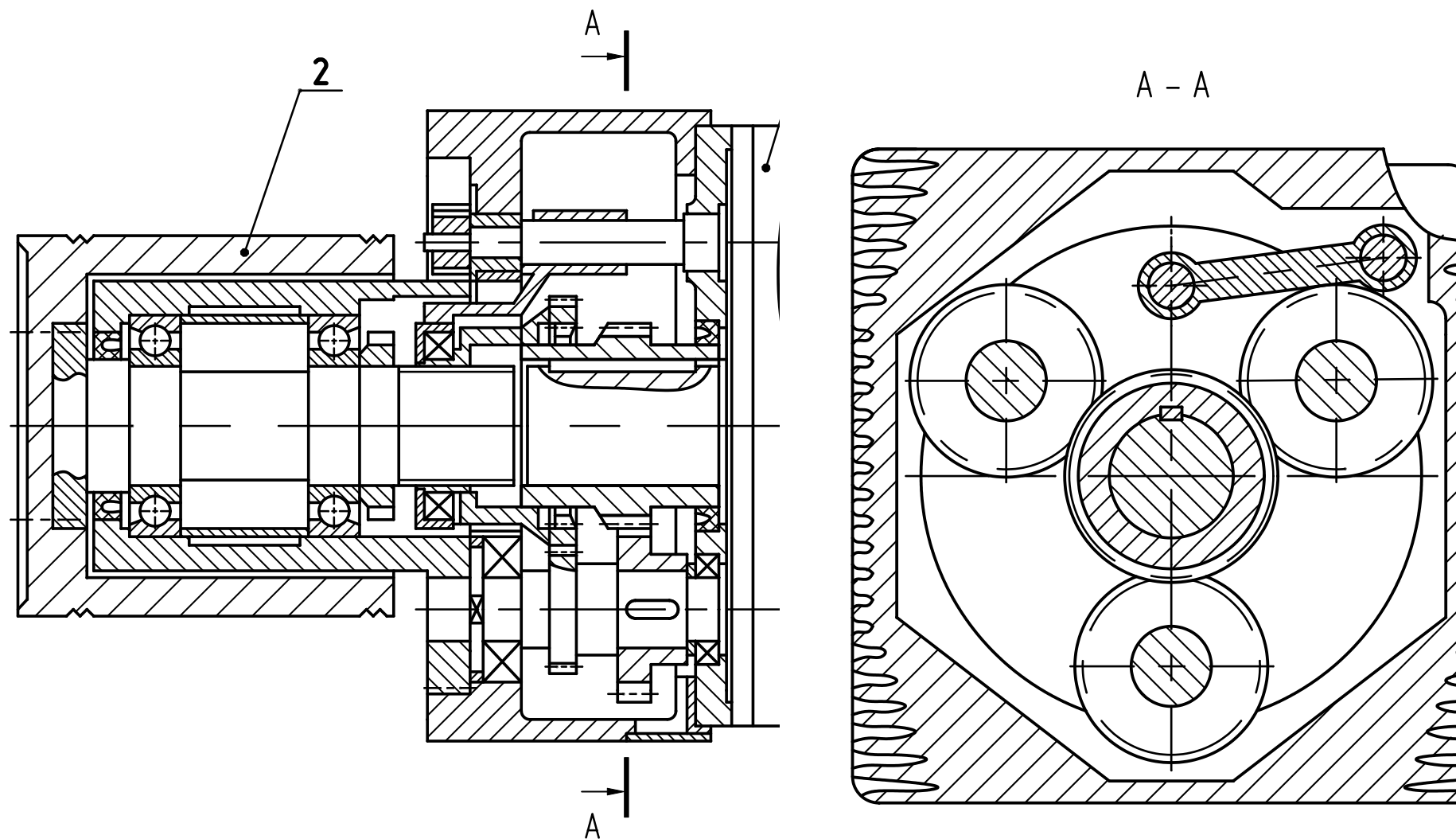


Рисунок 2.9. Двухступенчатая коробка скоростей с тремя параллельно работающими колесами

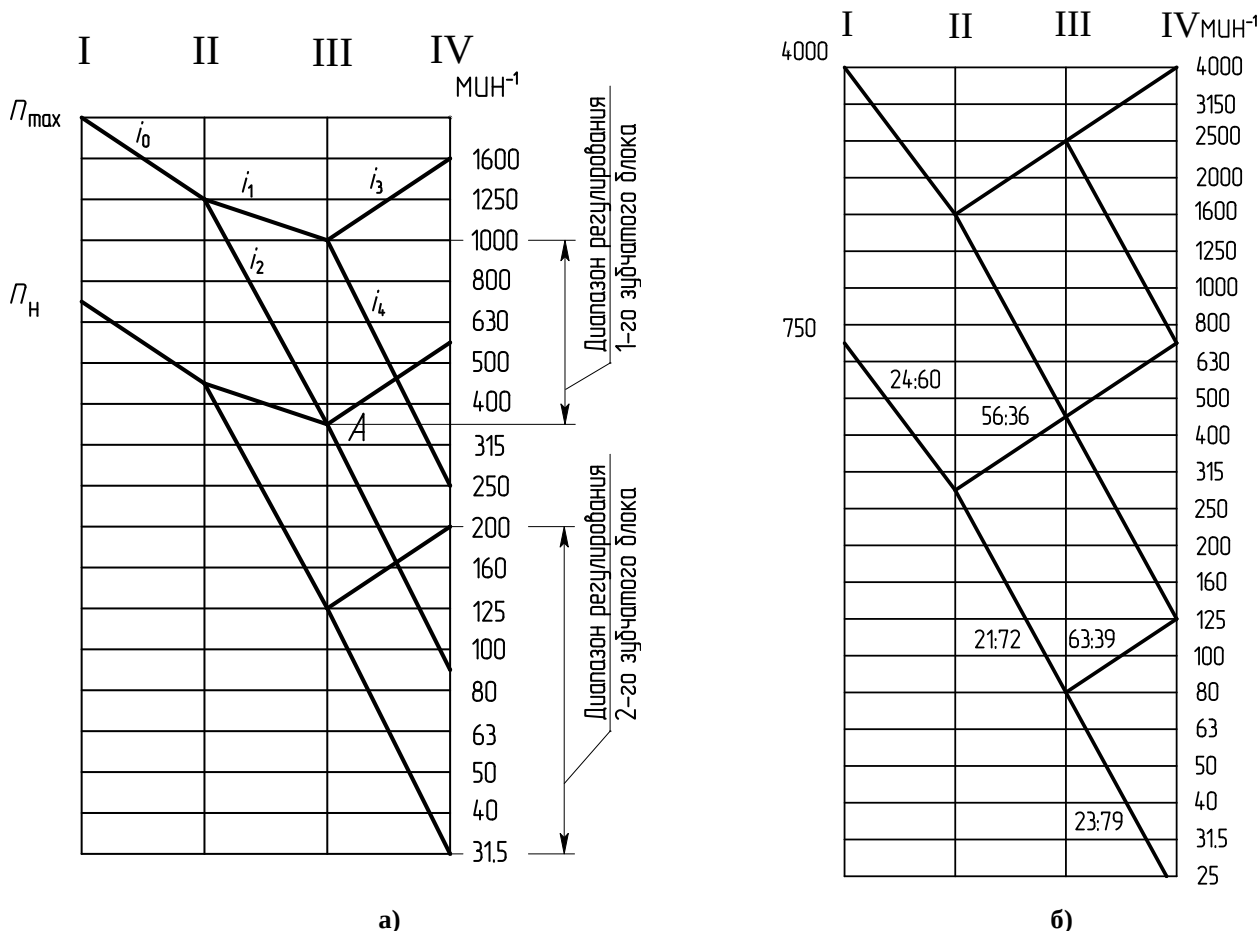


Рисунок 2.10. График частот вращения привода с двумя зубчатыми блоками:
 а - с разными диапазонами регулирования зубчатых колес;
 б - с одинаковыми диапазонами регулирования зубчатых колес

Максимально допустимый диапазон регулирования для зубчатых блоков, состоящих из двух или трех колес, составляет девять интервалов на графике частот вращения. Построение графика рекомендуется начать ломаной линией (кинематической цепи), соединяющей максимальные частоты вращения шпинделя и электродвигателя. Чем больше прогиб рассматриваемой линии на промежуточных валах (данные валы вращаются на меньших частотах, чем крайние валы), тем на меньших частотах вращения шпинделя начинается зона регулирования привода с постоянной мощностью. При этом одновременно уменьшается крутящий момент на шпинделе на максимальной частоте его вращения.

По этой причине рекомендуется использовать при построении графиков не все девять интервалов зоны регулирования зубчатых колес, а только шесть интервалов, которые обеспечивают применение понижающих зубчатых передач в коробке скоростей.

Для обеспечения постоянного числового значения мощности на шпинделе станка в общем диапазоне регулирования привода график частот вращения строят так, чтобы зубчатые колеса первого блока, образующие две кинематические цепочки, имели на графике частот вращения одну общую точку на ведомом валу на номинальной и максимальной частотах двигателя. На

рисунке 2.10, а это точка А, в которой частоты вращения на валу III являются одинаковыми для двух кинематических цепей, то есть $n_A = n_{\max} i_0 i_2 = n_H i_0 i_1$. При подборе численных значений зубьев на колесах по передаточным отношениям i , расхождение частот в точке А по двум кинематическим цепям не должно превышать $\pm 2,5$ процента. На графике частот по рисунку 2.10, б это условие исполнено, в чем легко убедиться, выполнив числовые расчеты.

Такой характер графиков свойственен приводам с электродвигателями, у которых диапазон регулирования с постоянной мощностью не превышает число 8. Для приводов с более широким (более 8) диапазоном регулирования график частот вращения шпинделя представлен на рисунке 2.11, а.

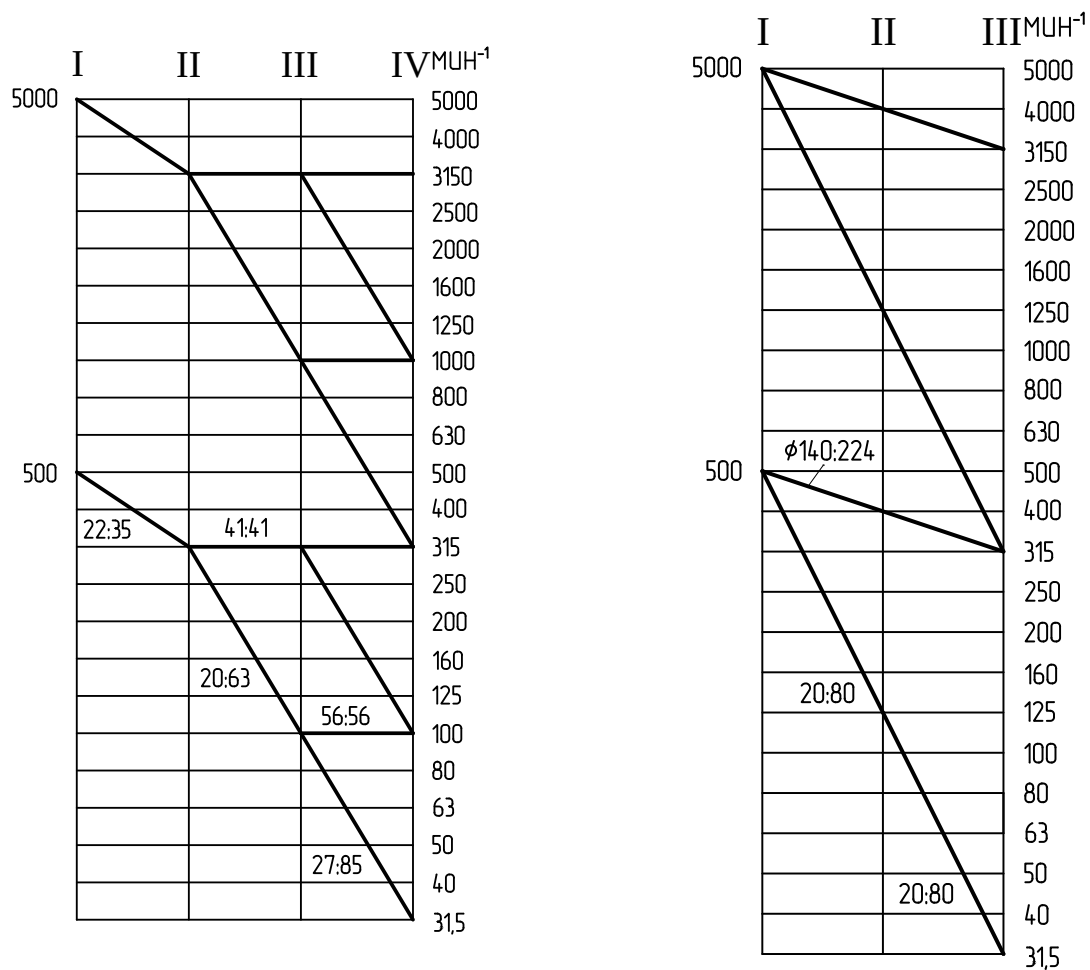


Рисунок 2.11. Графики частот вращения привода с разной структурой:
а - $z = 2 \cdot 2$; б - $z = 1 + 2$

Данный график можно усовершенствовать, изменив структуру привода с простой множительной $z = 2 \cdot 2$ на сложную структуру $z = 1 + 2$ (рисунок 2.11, б). В результате имеем более простую конструкцию коробки скоростей, у которой меньше валов и зубчатых колес. Однако в этом случае требуется согласование размеров межосевых расстояний между валами, на которых размещаются зубчатые колеса, со стандартной длиной ремня. Для этого воспользуемся формулой расчетной длины ремня [18]:

$$L_p = 2a + \pi(D_1 + D_2)/2 + (D_2 - D_1)^2/(4a),$$

где L_p – расчетная длина ремня, мм; a – межосевое расстояние между шкивами ременной передачи, мм (равно сумме расстояний между валов зубчатых передач при расположении всех осей на одной линии); D_1 и D_2 – расчетные диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм.

Длина ремня L_p округляется до ближайшего стандартного значения с последующим уточнением межосевого расстояния:

$$a = (2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{(2L - \pi(D_2 + D_1))^2 - 8(D_2 - D_1)^2})/8.$$

Межосевое расстояние a обеспечивается за счет изменения расположения осей промежуточных валов в пространстве или смены модуля и числа зубьев в зубчатых колесах.

2.3. Определение диаметров валов коробки скоростей

На валах коробки скоростей размещаются зубчатые колеса, шкивы, муфты и другие вращающиеся детали, при этом, сами валы, в свою очередь, крутятся в подшипниках. Форма вала – ступенчатая, что позволяет неразъемным деталям (зубчатым колесам, подшипникам и др.) проходить по валу до своей посадочной поверхности свободно без повреждения и ослабления посадок других поверхностей вала. Валы передают крутящие моменты вдоль своей оси, а их уступы способны воспринимать осевые силы.

Изготавливают валы из углеродистых и легированных сталей (см. таблицу 2.1) с применением термической обработки.

Таблица 2.1 – Механические характеристики сталей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ (не более)	Механические характеристики, МПа					Коэффициент ψ_t
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	
35	любой	207	540	320	160	220	160	0,07
45	любой	200	560	280	150	250	150	0,05
	≤ 120	227	820	640	290	360	200	0,09
	≤ 80	260	940	760	390	410	230	0,1
40X	любой	200	730	500	280	320	200	0,05
	≤ 200	240	790	640	380	370	210	0,09
	≤ 120	270	980	780	450	410	240	0,1
20X	≤ 120	197	650	400	240	310	170	0,07
12ХН3А	≤ 120	260	930	685	490	430	240	0,1
18ХГТ	≤ 60	330	1180	930	660	500	280	0,12

Примечания: 1. σ_B – временное сопротивление при растяжении (предел прочности).
2. σ_T и τ_T – пределы текучести материала при растяжении и кручении.
3. σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала при изгибе и кручении с симметричным знакопеременным циклом.
4. ψ_t – коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений при кручении.

Для валов диаметром до 150 мм заготовками служит круглый прокат, для валов большего диаметра и валов с фасонным профилем – поковка.

Диаметры валов механического редуктора привода главного движения станка определяют дважды. Вначале на этапе эскизного конструирования коробки скоростей предварительно рассчитывают диаметр d выходного конца вала из условия прочности вала на кручение, мм:

$$d \geq 10 \sqrt[3]{M / (0,2[\tau_k])},$$

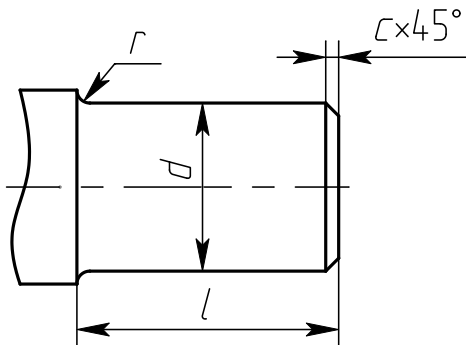
где M – крутящий момент на валу, Нм; $[\tau_k] = (0,025 \dots 0,03)\sigma_B$ МПа – условно допускаемое напряжение кручения, МПа.

Крутящие моменты на валах коробки скоростей рассчитываются по кинематической схеме привода главного движения с учетом перегрузочной способности электродвигателя.

Данную формулу выбирают потому, что ещё не определены размеры вала по длине и, следовательно, ещё не возможно вычислить изгибающие моменты.

Полученный диаметр вала округляют до ближайшего стандартного значения по таблице 2.2. Размеры вала в других сечениях выбираются из конструктивных соображений.

Таблица 2.2 – Номинальные размеры цилиндрических концов валов

					
d, мм		l, мм		r, мм	с, мм
		Исполнение			
Ряд 1	Ряд 2	1	2		
20; 22	24	50	36	1,6	1,0
25; 28	—	60	42	1,6	1,0
32; 36	30; 38	80	58	2,0	1,6
40; 45	42; 48	110	82	2,0	1,6
50; 55	53	110	82	2,5	2,0
60; 70	63; 65; 75	140	105	2,5	2,0
80; 90	85; 95	170	130	3,0	2,5
100; 110; 125	105; 120	210	165	3,0	2,5
Примечания: 1. Исполнение 1 – длинные, исполнение 2 – короткие концы валов. 2. Ряд 1 диаметров является предпочтительным. 3. Поля допусков на концы валов диаметром до 30 мм – j6 или k6; свыше 30 до 50 мм – k6; свыше 50 мм – m6.					

Диаметр входного вала коробки скоростей целесообразно принимать в пределах 0,8...1,2 диаметра выходного вала электродвигателя.

Второй раз расчет диаметров валов производится после эскизной проработки конструкции коробки скоростей. Для каждого вала составляется расчетная схема (выбирается такое расположение зубчатых колес в блоках, которое дает наибольшие нагрузки на вал), по которой строятся эпюры изгибающих моментов M_x и M_y в двух взаимоперпендикулярных плоскостях X и Y от действия всех внешних сил (зубчатых колес, шкивов и др.). Отдельно строится эпюра крутящих моментов M_K . Затем рассчитывается результирующий изгибающий момент по формуле:

$$M_{\text{и}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2},$$

и эквивалентный момент:

$$M_{\text{эк}} = \sqrt{M_{\text{и}}^2 + 0,75M_K^2}.$$

По эпюрам моментов выявляются опасные сечения вала (обычно сечения, в которых приложены внешние силы, реакции опор или места изменения сечения вала), в которых уточняют размеры диаметров валов, принятых при эскизном проектировании коробки скоростей, по формуле:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{эк}} K_M}{0,1[\sigma_{\text{и}}]}},$$

где K_M – коэффициент перегрузочной способности электродвигателя; $[\sigma_{\text{и}}]$ – допускаемые номинальные напряжения по критерию статической прочности материала, из которого изготовлен вал (таблица 2.3).

Таблица 2.3 – Допускаемые номинальные напряжения $[\sigma_{\text{и}}]$ для валов

Источник концентрации напряжения	Диаметр вала, мм	$[\sigma_{\text{и}}]$, МПа, для сталей			
		$\sigma_{\text{в}} \geq 500$ $\sigma_{-1} \geq 220$	$\sigma_{\text{в}} \geq 600$ $\sigma_{-1} \geq 260$	$\sigma_{\text{в}} \geq 850$ $\sigma_{-1} \geq 340$	$\sigma_{\text{в}} \geq 1000$ $\sigma_{-1} \geq 400$
Деталь, надетая на вал по переходной посадке	30	80	85	90	95
	50	65	70	75	80
	100	60	65	70	75
Напрессованная деталь (без усиления вала)	30	58	63	67	70
	50	48	50	55	60
	100	45	48	50	55
Ступенчатое изменение диаметра вала с переходной поверхностью	30	60	70	80	90
	50	55	65	75	80
	100	50	55	65	70

Полученное значение d округляется до ближайшего стандартного числа (табл. 2.2). Размеры вала в других сечениях выбираются из конструктивных

соображений при уточнении конструкции коробки скоростей в чертежах эскизного проекта.

Полученные параметры валов проверяются на статическую прочность. Для этого рассчитываются нормальные σ и касательные τ напряжения в опасном сечении (или в нескольких сечениях) вала при действии максимальных нагрузок:

- для валов с прямозубыми колесами:

$$\sigma = 10^3 M_{\text{ЭК}}/W; \quad \tau = 10^3 M_{\text{К}}/W_{\text{К}};$$

- для валов с косозубыми колесами:

$$\sigma = 10^3 M_{\text{ЭК}}/W + F_{\text{max}}/A; \quad \tau = 10^3 M_{\text{К}}/W_{\text{К}},$$

где F_{max} – осевая сила, Н; W и $W_{\text{К}}$ – моменты сопротивления сечения вала на изгиб и кручение, мм³; A – площадь поперечного сечения вала, мм².

Параметры W , $W_{\text{К}}$, A вычисляются по формулам в зависимости от формы поперечного сечения вала (Рисунок 2.20):

- для сплошного круглого сечения диаметром D :

$$W = \pi D^3/32; \quad W_{\text{К}} = \pi D^3/16; \quad A = \pi D^2/4;$$

- для полого круглого сечения (рисунок 2.12, а):

$$W = \xi \pi D^3/32; \quad W_{\text{К}} = \xi \pi D^3/16; \quad A = \pi(D^2 - d^2)/4,$$

где $\xi = 1 - (d/D)^4$ – коэффициент, учитывающий размеры внутренней полости вала;

- для вала с прямобочными шлицами (рисунок 2.12, б):

$$W = [\pi d^4 + bz(D - d)(D + d)^2]/(32D); \quad W_{\text{К}} = 2W; \quad A = \pi d^2/4 + bz(D - d)/2;$$

- для вала с одним шпоночным пазом (рисунок 2.12, в):

$$W = \pi d^3/32 - bh(2d - h)^2/(16d); \quad W_{\text{К}} = \pi d^3/16 - bh(2d - h)^2/(16d); \quad A = \pi d^2/4 - bh/2.$$

Для вала с эвольвентными шлицами значения W приведены в [18]. Для вала с двумя шпоночными пазами параметры W и $W_{\text{К}}$ будут в два раза больше

по сравнению с валами с одним шпоночным пазом, а параметр A рассчитывают по выражению:

$$A = \pi d^2/4 - bh.$$

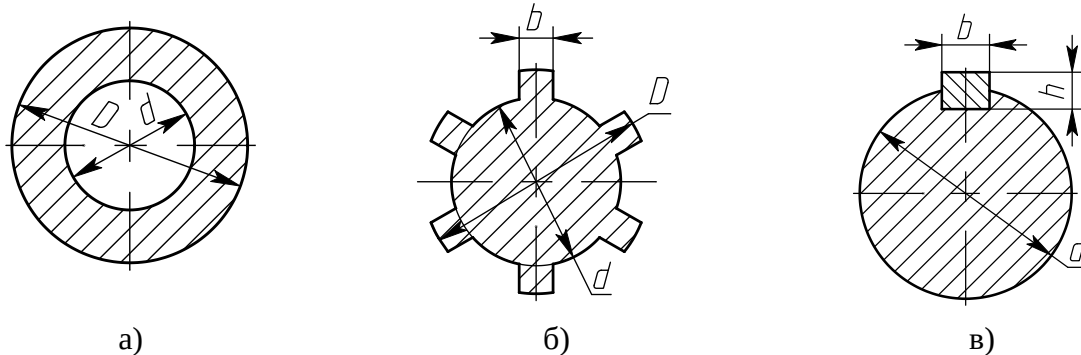


Рисунок 2.12. Формы и характеристики плоских сечений вала:
а - кольцо; б - с прямоугольными шлицами; в - с одной шпонкой

Далее определяются коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \sigma_T/\sigma; S_{\tau} = \tau_T/\tau,$$

где σ_T и τ_T – пределы текучести материала (таблица 2.1).

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести S_T рассчитывается по формуле:

$$S_T = S_{\sigma}S_{\tau} / \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}.$$

Коэффициент S_T должен быть больше 1,8...2,2, чтобы гарантировать работоспособность рассчитываемого вала.

Практика показывает, что разрушение валов быстроходных машин обычно происходит в результате усталости материала. К числу таких машин относятся и металлорежущие станки, поэтому расчет на сопротивление усталости является обязательным при обосновании размеров и конструктивного исполнения валов приводов главного движения. Проверочный расчет валов на усталость исходит из предположения, что нормальные напряжения изменяются по симметричному, а касательные – по асимметричному циклу.

Для каждого из установленных предположительно опасных сечений вычисляют коэффициент S :

$$S = S_{\sigma}S_{\tau} / \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2} \geq [S],$$

где $[S] = 1,5...2,5$ – допустимый коэффициент запаса прочности; S_{σ} , S_{τ} – коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1}/(K_{\sigma D}\sigma); S_{\tau} = 2\tau_{-1}/(K_{\tau D}\tau(1 + \psi_{\tau D})).$$

Здесь σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала при изгибе и кручении с симметричным знакопеременным циклом (таблица 2.1); $\psi_{\tau D}$ – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла напряжений для рассматриваемого сечения; $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – коэффициенты снижения предела выносливости.

Значения $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ вычисляются по зависимостям:

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma}/K_{d\sigma} + 1/K_{F\sigma} - 1)/K_V; \quad K_{\tau D} = (K_{\tau}/K_{d\tau} + 1/K_{F\tau} - 1)/K_V,$$

где K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений, выбираемые по таблицам в зависимости от концентратора напряжений: для галтели – таблица 2.4; для шпоночного паза – таблица 2.5; для шлицев и резьбы – таблица 2.6. Для оценки концентрации напряжений в местах установки на валу деталей с натягом используют отношения $K_{\sigma}/K_{d\sigma}$ и $K_{\tau}/K_{d\tau}$ (таблица 2.7).

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров поперечного сечения (таблица 2.8).

$K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния качества поверхности (таблица 2.9).

K_V – коэффициент влияния упрочнения, вводимый для валов с поверхностным упрочнением (таблица 2.10).

Коэффициент влияния асимметрии цикла для рассматриваемого сечения вала

$$\psi_{\tau D} = \psi_{\tau}/K_{\tau D},$$

где ψ_{τ} – коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений при кручении (таблица 2.3).

Далее выполняются расчеты валов на жесткость, поскольку упругие перемещения валов оказывают отрицательное влияние на работу подшипников и зубчатых передач в виде перекосов колец подшипников, неравномерности распределения нагрузки по длине контакта зубьев и вибраций в приводе.

Таблица 2.4 - Коэффициенты K_σ и K_τ в ступенчатом переходе с галтелью

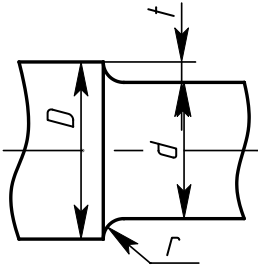
									
t/r	r/d	K_σ при σ_b , МПа				K_τ при σ_b , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,5	1,30	1,30	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,6	1,35	1,35	1,4	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,9	1,4	1,45	1,45	1,5
	0,05	1,6	1,7	1,8	1,95	1,45	1,45	1,5	1,55
	0,10	1,45	1,55	1,65	1,85	1,4	1,4	1,45	1,5
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,50	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Таблица 2.5 – Коэффициенты K_σ и K_τ для шпоночного паза

σ_b , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,65	1,9	2,4

Таблица 2.6 – Коэффициенты K_σ и K_τ для шлицев и резьбы

σ_b , МПа	K_σ для		K_τ для шлицев		K_τ для резьбы
	шлицев	резьбы	прямобоочных	эвольвентных	
500	1,45	1,8	2,25	1,43	1,35
700	1,6	2,2	2,5	1,49	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,1
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,35

Таблица 2.7 – Отношения $K_\sigma/K_{d\sigma}$ и $K_\tau/K_{d\tau}$ для посадки деталей на вал с натягом

Диаметр вала d, мм	$K_\sigma/K_{d\sigma}$ при σ_B , МПа				$K_\tau/K_{d\tau}$ при σ_B , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,6	3,3	4,0	5,1	1,5	2,0	2,4	3,05
40	2,75	3,5	4,3	5,4	1,65	2,1	2,6	3,25
50	2,9	3,7	4,5	5,7	1,75	2,2	2,7	3,4
60	3,0	3,85	4,7	5,95	1,8	2,3	2,8	3,55
70	3,1	4,0	4,85	6,15	1,85	2,4	2,9	3,7
80	3,2	4,1	4,95	6,3	1,9	2,45	3,0	3,8
90	3,3	4,2	5,1	6,45	1,95	2,5	3,05	3,9
100	3,35	4,3	5,2	6,6	2,0	2,55	3,1	3,95

Таблица 2.8 – Коэффициенты $K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$

Напряженное состояние и материал	$K_{d\sigma}$ ($K_{d\tau}$) при диаметре вала d, мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59
Кручение для всех сталей						

Таблица 2.9 – Коэффициенты $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$

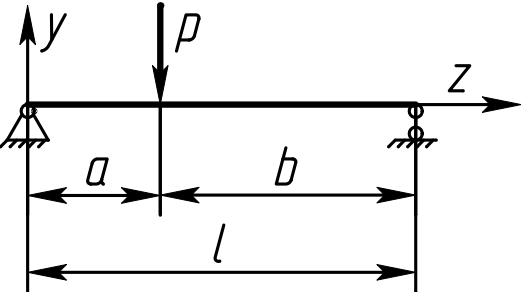
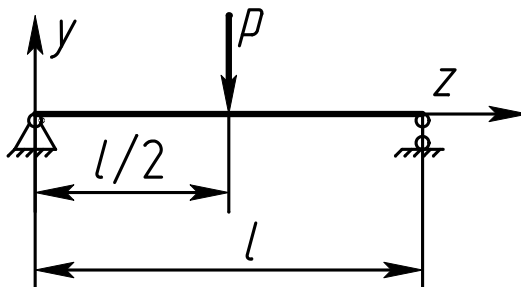
Вид механической обработки	Параметр шероховатости R_a , мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_B , МПа		$K_{F\tau}$ при σ_B , МПа	
		≤ 700	> 700	≤ 700	> 700
Шлифование тонкое	до 0,2	1	1	1	1
Обтачивание тонкое	0,2...0,8	0,99...0,93	0,99...0,91	0,99...0,96	0,99...0,95
Шлифование чистовое	0,8...1,6	0,93...0,89	0,91...0,86	0,96...0,94	0,95...0,92
Обтачивание чистовое	1,6...3,2	0,89...0,86	0,86...0,82	0,94...0,92	0,92...0,89

Таблица 2.10 – Коэффициент K_v

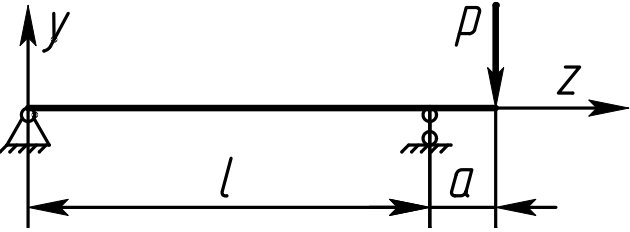
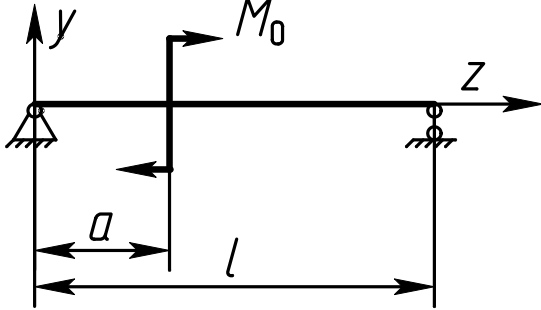
Вид упрочнения поверхности вала	Значения K_v		
	$K_\sigma = 1,0$	$K_\sigma = 1,1...1,5$	$K_\sigma \geq 1,8$
Закалка ТВЧ	1,3...1,6	1,6...1,7	2,4...2,8
Азотирование	1,15...1,25	1,3...1,9	2,0...3,0
Накатка роликом	1,2...1,4	1,5...1,7	1,8...2,2
Дробеструйный наклеп	1,1...1,3	1,4...1,5	1,6...2,5

Прогибы и углы наклона осей валов определяются методами сопротивления материалов. Для ступенчатых валов, имеющих относительно небольшие изменения диаметров, расчет жесткости удобно вести по готовым формулам, рассматривая вал как балку постоянного сечения с приведенным диаметром (таблица 2. 11).

Таблица 2.11 – Уравнения упругой линии, максимальные прогибы и углы поворота двухопорных балок

Схема балки	Уравнение упругой линии $y(z)$ и максимальный прогиб f	Угол поворота θ
1	2	3
	$0 \leq z \leq a$ $y(z) = -\frac{Pa^2b^2}{6EJl} \left(2\frac{z}{a} + \frac{z}{b} - \frac{z^3}{a^2b} \right);$ $a \leq z \leq l$ $y(z) = -\frac{Pa^2b^2}{6EJl} \left(2\frac{l-z}{b} - \frac{l-z}{a} - \frac{(l-z)^3}{ab^2} \right);$ $y = -\frac{Pb}{48EJ} (3l^2 - 4b^2) \text{ при } z = \frac{l}{2};$ $y = -\frac{Pl^3}{3EJ} \left(\frac{ab}{l^2} \right)^2 \text{ при } z = a;$ $f = -\frac{Pbl^2\sqrt{3}}{27EJ} \sqrt{\left(1 - \frac{b^2}{l^2} \right)^3} \text{ при } z = \sqrt{\frac{l^2 - b^2}{3}};$	$\theta = -\frac{Pab}{6EJl} (a + 2b) = -\frac{Pl^2}{6EJ} \left(\frac{b}{l} - \frac{b^3}{l^3} \right) \text{ при } z = 0;$ $\theta = \frac{Pa}{6EJl} (l^2 - a^2) \text{ при } z = l;$
	$0 \leq z \leq \frac{l}{2}$ $y(z) = -\frac{Pl^3}{48EJ} \left(3\frac{z}{l} - 4\frac{z^3}{l^3} \right);$ $f = -\frac{Pb}{48EJ} \text{ при } z = \frac{l}{2};$	$\theta = -\frac{Pl^2}{16EJ} \text{ при } z = 0;$ $\theta = \frac{Pl^2}{16EJ} \text{ при } z = l;$

Продолжение таблицы 2.11

1	2	3
	$0 \leq z \leq l$ $y(z) = \frac{Pal^2}{6EJ} \left(\frac{z}{l} - \frac{z^3}{l^3} \right);$ $l \leq z \leq l+a$ $y(z) = \frac{Pal^2}{6EJ} \left(\frac{z}{l} - \frac{z^3}{l^3} + \frac{(l+a)(z-l)^3}{al^3} \right);$ $y_{\max} = 0,0642 \frac{Pal^2}{EJ} \text{ при } z = 0,578l;$ $y = -\frac{Pa^2}{3EJ} (l+a) \text{ при } z = l+a;$	$\theta = \frac{Pal}{6EJ} \text{ при } z = 0;$ $\theta = -\frac{Pal}{3EJ} \text{ при } z = l;$ $\theta = -\frac{Pa}{6EJ} (2l+3a) \text{ при } z = l+a;$
	$0 \leq z \leq a$ $y(z) = \frac{M_0 l^2}{6EJ} \left(\left(6\frac{a}{l} - 3\frac{a^2}{l^2} - 2 \right) \frac{z}{l} - \frac{z^3}{l^3} \right);$ $y = \frac{M_0 l^2}{6EJ} \left(3\frac{a^2}{l^2} - \frac{a}{l} - \frac{13}{8} \frac{a^3}{l^3} \right) \text{ при } z = \frac{a}{2};$ $y = \frac{M_0 l^2}{3EJ} \left(3\frac{a^2}{l^2} - \frac{a}{l} - 2\frac{a^3}{l^3} \right) \text{ при } z = a;$	$\theta = -\frac{M_0 l}{6EJ} \left(2 - 6\frac{a}{l} + 3\frac{a^2}{l^2} \right) \text{ при } z = 0;$ $\theta = -\frac{M_0 l}{EJ} \left(\frac{1}{3} - \frac{a}{l} + \frac{a^2}{l^2} \right) \text{ при } z = a;$ $\theta = \frac{M_0 l}{6EJ} \left(1 - 3\frac{a^2}{l^2} \right) \text{ при } z = l$

Если перепад диаметров на ступенях вала существенен (от 1,5 до 3 раз), то расчет жесткости производится по модели балки переменного сечения методом сил.

Допустимые значения углов поворота сечений вала и прогибов его оси приведены в таблице 2.12.

Таблица 2.12 – Допустимые углы поворота сечения и прогибы вала

Типы подшипников	Допустимый угол поворота сечения, рад
Шариковые однорядные	0,0050
Шариковые сферические	0,0500
Роликовые цилиндрические	0,0025
Роликовые конические	0,0016
Примечание. Максимальный прогиб валов, несущих зубчатые колеса, не должен быть более 0,0002-0,0003 расстояния между опорами; допустимый прогиб под колесами не должен превышать 0,01m	

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кочергин, А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учеб. пособие для вузов / А.И. Кочергин. – Минск: Вышэйш. шк., 1991. – 382 с.
2. Оборудование машиностроительного производства: метод. указ. / сост.: В.А. Колюнов, Ю.Н. Гондин; НГТУ. Н. Новгород, 2002. – 22 с.
3. Асинхронные электродвигатели серии АИ, 5А и 6А. Технический каталог ОАО «Владимирский электромоторный завод», 2000. – 61 с.
4. Асинхронные электродвигатели АДЧР фирмы «ВЭМЗ – СПЕКТР». Каталог продукции, 2008. – 62 с.
5. Асинхронные двигатели фирмы «Siemens». Каталог продукции, 2006. – 453 с.
6. Металлорежущие станки: учебник для машиностроительных вузов / В.Э. Пуш [и др.]; под ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1986. – 576 с.
7. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник – учебник: в 3 т. Т1: Проектирование станков / А.С. Проников [и др.]; под ред. А.С. Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994. – 444 с.
8. Маеров, А.Г. Устройство, основы конструирования и расчет металлообрабатывающих станков и автоматических линий / А.Г. Маеров. – М.: Машиностроение, 1986. – 368 с.
9. Какойло, А.А. Приводы главного движения современных токарных станков с ЧПУ // Станки и инструмент, 1991. №7. С.19 – 23.
10. Евстигнеев, В.Н. Кинематика станков в примерах и задачах: учеб. пособие для студентов специальностей 120100, 120200 и 210200 / В.Н. Евстигнеев, Т.А. Неделева; НГТУ. – Н. Новгород, 2004. – 213 с.
11. Бушуев, В.В. Практика конструирования машин: справочник / В.В. Бушуев – М.: Машиностроение, 2006. – 448 с.
12. Леликов, О.П. Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет: справочник / О.П. Леликов. – М.: Машиностроение, 2006. – 640 с.
13. Черменский, О.Н. Подшипники качения: справочник – каталог / О.Н. Черменский, Н.Н. Федотов. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.
14. Харизоменов, И.В. Электрооборудование станков и автоматических линий / И.В. Харизоменов, Г.И. Харизоменов. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.
15. Михайлов, О.П. Автоматизированный электропривод станков и промышленных роботов: учебник для вузов / О.П. Михайлов. – М.: Машиностроение, 1990. – 304 с.
16. Радин, В.И. Электрические машины : Асинхронные машины / В.И. Радин [и др.]; под ред. И.П. Копылова. – М.: Высш. шк., 1988. – 328 с.
17. Шелофаст, В.В. Основы проектирования машин. – М.: Изд-во АПМ, 2000. – 472 с.

18. Решетов, Д.Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп./ Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1980. – 496 с.
19. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.
20. Писаренко, Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко [и др.]. – Киев: Изд-во Наукова Думка, 1975. – 704 с.
21. Металлорежущие станки: учеб. пособие для втузов. / Н.С. Колев [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 500 с.
22. Лизогуб, В.А. Выбор уплотнений опор качения шпиндельных узлов / В.А. Лизогуб, А.П. Кушнир // Станки и инструмент, 1991. №5. С.18 – 20.
23. Детали и механизмы металлорежущих станков. В 2т. Т2: Шпиндели и их опоры. Механизмы и детали приводов / Д.Н. Решетов [и др.]; под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – 520 с.
24. Левина, З.М. Расчет жесткости современных шпиндельных подшипников // Станки и инструмент, 1982. №10. С.1 – 3.
25. Шариковые винтовые передачи. Технический каталог ОАО «Микрон», 2006. – 18 с.
26. Оленичев, С.И. Металлорежущие станки: учеб. пособие для студентов – заочников / С.И. Оленичев; ГПИ. – Горький, 1965. – 162 с.
27. Косовский, В.Л. Справочник фрезеровщика / В.Л. Косовский. – 4-е изд., стер. – М.: Изд. центр «Академия», 2001. – 400 с.
28. Лебедев, А.М. Следящие электроприводы станков с ЧПУ / А.М. Лебедев, Р.Т. Орлова, А.В. Пальцев. – М.: Энерго. Атом. издат., 1988. – 223 с.

КОНСТРУИРОВАНИЕ СТАНКОВ

Часть 1

*Методические указания
к выполнению разделов курсовой работы*

Составители: **Покинтелица** Николай Иванович,
Левченко Елена Александровна

В авторской редакции

Изд. № 57/19. Объем 3,5 п.л.
РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»